



MARMARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**METAN-HİDROJEN ÖN KARIŞIMI KULLANILAN BİR DİZEL
MOTORDA SIKIŞTIRMA ORANI VE YAKIT KOMPOZİSYON
ETKİSİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ**

ALİ ŞANLI

(723214821)

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Mühendisliği (Türkçe)

DANIŞMAN

Prof. Dr. Metin GÜMÜŞ

İSTANBUL, 2020



MARMARA UNIVERSITY
INSTITUTE FOR GRADUATE STUDIES
IN PURE AND APPLIED SCIENCES



**EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF EFFECT OF
COMPRESSION RATIO AND FUEL COMPOSITION IN A
PORT FUELLED METHANE-HYDROGEN DIESEL ENGINE**

ALİ ŞANLI

PHD THESIS

Department of Mechanical Engineering

Thesis Supervisor

Prof. Dr. Metin GÜMÜŞ

ISTANBUL, 2020

TEŞEKKÜR

Bu doktora çalışmasında, metan ve hidrojen yakıtları kullanılan bir dizel motorda farklı sıkıştırma oranlarında ve yüklerde motorun performans, yanma ve egzoz emisyonları incelenmiştir. Motor testleri Marmara Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Makine Mühendisliği Otomotiv laboratuvarında yapılmıştır. Çalışma boyunca bana yol gösteren, bilgisini ve tecrübesini benimle paylaşan danışmanım sayın Prof.Dr. Metin GÜMÜŞ'e, tez izleme jüri üyeleri sayın Prof.Dr. Cenk SAYIN'a ve Prof.Dr. Ahmet Necati ÖZSEZEN'e teşekkür ederim. Ayrıca, testler boyunca yardımını esirgemeyen, tez ve yayın çalışmalarına katkılarından dolayı Dr. Öğr. Üyesi İlker Turgut YILMAZ'a, Doç.Dr. Ertan ALPTEKİN'e ve daha ismini burada yazamadığım tüm değerli üniversite öğretim üyelerine ve personeline teşekkür ederim.

Bu çalışmayı FEN-C-DRP-090217-0058 nolu proje ile destekleyen Marmara Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Komisyonu'na teşekkür ederim.

Bu çalışma boyunca sabırla beni destekleyen, anlayış gösteren eşime, beni bu günlere getiren sevgili anneme ve yakın zamanda kaybettiğim babama sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Temmuz, 2020

Ali ŞANLI

İÇİNDEKİLER

	SAYFA
TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER.....	ii
ÖZET	vi
ABSTRACT	vii
YENİLİK BEYANI	viii
SEMBOLLER.....	ix
KISALTMALAR.....	xii
ŞEKİL LİSTESİ	xiv
TABLO LİSTESİ.....	xviii
1.GİRİŞ.....	1
1.1. Çalışmanın amacı	2
1.2. Genel Bilgiler	4
1.3. Dünya Doğalgaz Rezervleri	8
1.3.1. Ülkelere göre doğalgazlı araç sayısı	9
1.4. Buji Ateşlemeli ve Sıkıştırma Ateşlemeli Motorlarda CNG Uygulamaları.....	10
1.4.1. Buji ateşlemeli motorlarda tek yakıt olarak CNG uygulaması	10
1.4.2. Buji ateşlemeli motorlarda çift yakıt (Bi-fuel) uygulaması	11
1.4.3. Buji ateşlemeli motorlarda CNG'nin direkt enjeksiyonu	11
1.4.4. Sıkıştırma ateşlemeli (dizel) motorlarda çift yakıt uygulaması	12
1.4.5. Dizel motorlarda CNG'nin direkt enjeksiyonu.....	13

1.4.6. Dizel motorlarda CNG'nin kızdırma buji destekli direkt enjeksiyonu.....	14
1.5. Literatür Araştırması	15
2. MATERYAL VE YÖNTEM	33
2.1. Deney Motoru ve Dinamometre ile Yük Ölçümü	33
2.2. Yanma Odası Basıncı Ölçümü ve Yanma Analizi	35
2.3. Deney Prosedürü	41
2.4. Egzoz Emisyonlarının Ölçülmesi	42
2.5. Hata Analizi.....	43
2.6. Sıkıştırma Oranının Değiştirilmesi ve Hesaplanması	43
2.7. Deneysel Veriler ile Hesaplanan Performans Değerleri.....	45
2.7.1. Efektif gücün hesaplanması.....	46
2.7.2. Efektif verimin hesaplanması.....	46
2.7.3. Efektif özgül yakıt tüketiminin hesaplanması	47
2.7.4. Efektif özgül enerji tüketiminin hesaplanması	47
2.7.5. Yanma denklemleri	48
2.7.6. Volumetrik verimin hesaplanması.....	49
2.7.7. Ortalama efektif basıncın (OEB) hesaplanması	49
2.7.8. Isı dağılım oranı ve toplam ısı dağılımının hesaplanması	50
2.7.9. Basınç artış oranı hesaplanması	52
2.7.10. Yanma süresi, tutuşma gecikmesi ve KYO50 hesaplanması	53
2.7.11. Çevrimsel değişim katsayılarının (ÇDK) hesaplanması	54
2.8. Dizel Motorlarda Yanma Fazları.....	54

2.9. Dizel Motorlarda Gaz Yakıt Yanma Fazları	57
3. BULGULAR VE TARTIŞMA	61
3.1. Yanma analizi	61
3.1.1. Silindir gaz basınçları ve ısı dağılım oranlarının karşılaştırılması	62
3.1.2. Basınç artış oranlarının (BAO) karşılaştırılması	70
3.1.3. Toplam ısı dağılımlarının karşılaştırılması.....	74
3.1.4. Tutuşma gecikmesi ve yanma sürelerinin karşılaştırılması.....	77
3.1.5. KYO50'nin karşılaştırılması	83
3.1.6. Yakıt hattı basınçlarının karşılaştırılması.....	84
3.1.7. Ortalama indike basınç ve maksimum basınç için çevrimsel değişim katsayılarının karşılaştırılması.....	87
3.2. Performans Analizi	88
3.2.1. Hava fazlalık katsayısının değişimi.....	88
3.2.2. Efektif verim ve özgül enerji tüketiminin karşılaştırılması.....	89
3.2.3. Efektif özgül yakıt tüketiminin karşılaştırılması	92
3.2.4. Egzoz gaz sıcaklıklarının karşılaştırılması	93
3.3. Emisyon Analizi	95
3.3.1. Hidrokarbon (HC) emisyonlarının karşılaştırılması.....	95
3.3.2. NO _x emisyonlarının karşılaştırılması	98
3.3.3. Isı emisyonlarının karşılaştırılması.....	100
3.3.4. CO ₂ emisyonlarının karşılaştırılması.....	101
4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	103

KAYNAKLAR.....108

EKLER 126

ÖZGEÇMİŞ



ÖZET

METAN-HİDROJEN ÖN KARIŞIMI KULLANILAN BİR DİZEL MOTORDA SIKIŞTIRMA ORANI VE YAKIT KOMPOZİSYON ETKİSİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Artan enerji talebiyle birlikte fosil yakıt kaynakları gün geçtikçe azalmaktadır. Küresel enerji ihtiyaçlarını karşılamak için alternatif yakıtlar uzun bir süredir ulaşım ve endüstriyel alanda yaygınca kullanılan kaynaklardır. Alternatif yakıtlar arasında bulunan doğalgaz günümüzde ulaşım, endüstriyel ve evsel alanda enerji kaynağı olarak kullanılmaktadır. Doğalgaz, en başta ekonomik olması ve çevreye daha az zarar vermesi nedeniyle günümüzde araçlarda kullanımı hızla yaygınlaşmaktadır. Ancak, doğalgazın dizel motorlarda kullanılması durumunda bazı teknik sorunlarla karşılaşmaktadır. Yapılan çalışmalar incelendiğinde özellikle düşük yükte yüksek yanmamış hidrokarbon emisyonu, yüksek yakıt tüketimi ve efektif verim kaybı görülürken yüksek yükte vuruğu oluşumunun ve azot oksit emisyonlarının arttığı görülmektedir.

Bu çalışmada, binek tipi bir taşıtta kullanılan ortak hat yakıt enjeksiyon teknolojisine sahip dizel motor sabit devirde, farklı sıkıştırma oranlarında ve yüklerde testlere tabi tutulmuştur. Alternatif yakıt olarak emme portundan metan gazı ile hacimsel olarak % 5 ve % 10 oranlarında hidrojenle zenginleştirilmiş metan gazı kullanılmıştır. Sıkıştırma periyodunda gaz yakıt-hava karışımını tutuşturmak için küçük miktarda dizel yakıt pilot yakıt olarak kullanılmıştır. Sıkıştırma oranı silindir kapak contasının değiştirilmesiyle ayarlanmıştır. Farklı çalışma koşullarında elde edilen dizel yakıt ve alternatif yakıt bulguları birbirleriyle kıyaslanmıştır. Çalışma sonucunda alternatif yakıtların orijinal motorda yüksek yükte vuruğa yol açtığı ve is miktarını artırdığı, ancak sera gazı ve yanmamış hidrokarbon emisyonlarını azalttığı görülmüştür. Sıkıştırma oranı azaltılması durumunda ise yüksek yüklerde vuruğunun azaldığı, özgül yakıt tüketiminin dizel seviyelerine düşürüldüğü, azot oksit, is, karbondioksit ve yüksek yükte hidrokarbon emisyonlarının azaltıldığı belirlenmiştir. Ayrıca, metan gazına hidrojen eklenmesi sonucu hidrokarbon ve karbondioksit emisyonları azalırken efektif verim artmaktadır ve yakıt ekonomisi iyileşmektedir.

ABSTRACT

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF EFFECT OF COMPRESSION RATIO AND FUEL COMPOSITION IN A PORT FUELLED METHANE-HYDROGEN DIESEL ENGINE

Fossil fuel sources diminish together with increasing energy demand in process of time. In order to meet global energy requirement alternative fuels have been used in transportation and industrial area for a long time. Natural gas, among the alternative fuels, is used as an energy source for transportation, industrial and in domestic usage nowadays. Because natural gas is firstly economic and environment-friendly fuel with respect to pollutants, it has rapidly found a widespread usage area in vehicles. However, natural gas technically came across some problems in the case of used in diesel engines. When the literature studies were examined, especially at low load it was seen to be highly surpassed the unburned hydrocarbon emissions, specific fuel consumption and observed poor brake thermal efficiency while knock, smoke and NO_x formation were observed at high load.

In this study, a diesel engine with common-rail fuel injection system used in a light-duty driving car was tested at different loads and compression ratios in a constant speed. For alternative fuels, port fuelled methane and hydrogen enriched methane of 5% and 10% by volume were used. In order to ignite the compressed charge, low amount of the diesel fuel was used as pilot fuel. Compression ratio was changed by using cylinder gaskets between cylinder head and block. Results of the diesel and alternative gas fuels obtained at different operation conditions were compared with each other. Results of the study showed that severe knocking operation and higher smoke emission at original compression ratio-high load condition were observed but greenhouse gas and unburned HC emissions were decreased. By decreasing the compression ratio, knocking decreasing, fuel economy improvement, lower NO_x, smoke, CO₂ and unburned HC emissions were remarkably observed at high test load. Hydrogen addition in methane was also resulted in lower unburned hydrocarbon and carbon dioxide emissions as well as higher engine effective efficiency and lower specific fuel consumption.

YENİLİK BEYANI

METAN-HİDROJEN ÖN KARIŞIMI KULLANILAN BİR DİZEL MOTORDA SIKIŞTIRMA ORANI VE YAKIT KOMPOZİSYON ETKİSİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Dizel motorlar daha çok ulaşım ve endüstriyel alanlarda güç ve ekonomik açıdan avantajlar sağlamasından dolayı tercih edilmektedir. Buji ateşlemeli motorlarla kıyaslandığında daha yüksek yanma verimine ve fiyat/performans avantajına sahiptir. Ancak, yüksek azot oksit ve is emisyonlarından dolayı dizel motorlar ciddi sorunlarla karşı karşıyadır. Egzoz sonrası iyileştiricilerin bu emisyonları kısmen azalttığı bilinse de yakın gelecekte birçok ülkede dizel motorlu araçların yasaklanacağı öngörülmektedir. Bu bağlamda mevcut dizel motorlarda alternatif yakıtların kullanımının araştırılması ve emisyonlarının azaltılmasına yönelik çalışmaların artırılması kaçınılmaz hale gelmektedir.

Metan ve hidrojenin içten yanmalı motorlarda alternatif yakıt olarak kullanımıyla ilgili yapılan literatür araştırmasında bu yakıtlarının motorun yanma, performans ve emisyon karakteristiklerine önemli etkileri olduğu görülmüştür. Literatürde ortak hatlı dizel motorlarda metan ve hidrojen kullanımıyla ilgili çalışmaların azlığından dolayı bu çalışmanın literatüre önemli katkılar sağlayacağı açıktır. Bunun yanında, sıkıştırma oranının belirtilen bu gaz yakıtlarla çalışmada motor performans ve emisyonlarına etkisinin literatürde henüz araştırılmadığı görülmektedir. Ayrıca, çalışmada metan gazına yanma özelliklerini iyileştirmek amacıyla katılan hidrojenin motorun performans ve emisyonlarında iyileşmeler meydana getireceği düşünülmektedir. Bu çalışmadan elde edilecek sonuçlarla literatürdeki bu boşluğun doldurulması hedeflenmektedir. Bu çalışma, binek tipi taşıtta kullanılan ortak hatlı bir dizel motorda metan ve hidrojen karışımlarının farklı sıkıştırma oranlarında motorun performans, yanma karakteristikleri ve emisyon değerlerine etkisinin incelendiği ilk çalışma olmuştur.

SEMBOLLER

θ :Krank Açısı ($^{\circ}$ KA)

$\rho_{h,g}$: Giren hava yoğunluğu (kg/m^3)

ρ_D : Dizel yakıt yoğunluğu (kg/m^3)

η_{vol} : Volumetrik verim

η_{ef} : Efektif verim

P_b : Motor gücü (kW)

T : Motor torku (Nm)

ω : Açısal hız (rad/s)

$\dot{Q}$: Isı enerjisi (J)

$\dot{W}$: Sınır işi (J)

$\dot{Q}_{in}$: Yakıtla motora giren ısı enerjisi (kW)

$\dot{m}_D$: Dizel yakıt debisi (kg/s)

$\dot{m}_{CH_4}$: Metan yakıt debisi (kg/s)

$\dot{m}_{H_2}$:Hidrojen yakıt debisi (kg/s)

t : Zaman (s)

$\dot{m}_{h,teo}$: Teorik kütleli hava debisi (kg/s)

$\dot{m}_{h,ger}$: Gerçek kütleli hava debisi (kg/s)

$(H/Y)_{stk}$: Stokiyometrik hava / yakıt oranı

$(H/Y)_{ger}$: Gerçek hava / yakıt oranı

λ : Hava fazlalık katsayısı

ϕ : Yakıt fazlalık katsayısı

O_2 : Oksijen

H_2O : Su

N_2 : Azot

H_2 : Hidrojen

CH_4 : Metan gazı

CO : Karbon monoksit

CO_2 : Karbon dioksit

HC : Hidrokarbon

NO_x : Azot oksit emisyonları

ε : Sıkıştırma oranı

V_s : Strok hacmi (m^3)

V_c : Yanma odası hacmi (m^3)

n : devir sayısı (d/dk)

S : Strok mesafesi (m)

z_i : Silindir sayısı

t_{conta} : Conta kalınlığı (m)

i : Conta adedi

d : Silindir çapı (m)

V_p : Ortalama piston hızı (m/s)

σ_x : Standart sapma

x_i : Her bir çevrimdeki gerçek değer

$\bar{x}$: Ortalama değeri

N : Çevrim sayısı

P_{maks} : Maksimum basınç (bar)

T_g : Ortalama silindir gaz sıcaklığı, K

T_{ref} : Referans noktada sıcaklık değeri, K

P_{ref} : Referans noktada basınç değeri, bar

V_{ref} : Referans noktada hacim değeri, l

k : Özgül ısılar oranı

KISALTMALAR

BAO : Basınç artış oranı (bar/°KA)

C/H: Karbon/hidrojen oranı

CNG: Sıkıştırılmış doğalgaz

ÇDK: Çevrimsel değişim katsayısı

dk: Dakika

EGR: Egzoz gaz resirkülasyonu

EgSA: Egzoz supabı açılma

EKÜ: Elektronik kontrol ünitesi

EmSK: Emme supabı kapanma

g: Gaz

HCNG: Hidrojen ilaveli sıkıştırılmış doğalgaz

HFK: Hava fazlalık katsayısı

İETT: İstanbul Elektrik, Tramvay ve Tünel İşletmeleri

İYM: İçten yanmalı motor

KA: Krank açısı

KYO50: Kütlesel yanma oranı merkezi

l: (1)Sıvı, (2)litre

LHV: Alt ısı değeri (kJ/kg)

LNG: Sıvılaştırılmış doğalgaz

LPG: Sıvılaştırılmış petrol gazı

M100: % 100 metan gazı

M95H5: % 95 Metan ve % 5 Hidrojen karışımı (hacimsel)

M90H10: % 90 Metan ve % 10 Hidrojen karışımı (hacimsel)

OEB : Ortalama efektif basınç (bar)

OİB: Ortalama indike basınç (bar)

ÖYT: Özgöl yakıt tüketimi (g/kWh)

PM: Partiköl madde

ppm: Milyonda partiköl sayısı

s: Saniye

TFK: Trilyon feet küp

TG: Tutuşma gecikmesi ($^{\circ}$ KA)

ÜÖNÖ: Üst ölü noktadan önce

ÜÖNS: Üst ölü noktadan sonra

ÜÖN: Üst ölü nokta

y: Yakıt

YS: Yanma süresi ($^{\circ}$ KA)

YHB: Yakıt Hattı Basıncı

ŞEKİL LİSTESİ

SAYFA

Şekil 1.1. Dünya enerji tüketimi dağılımı	8
Şekil 1.2. Yıllara göre enerji ihtiyaçları [12, 14].....	9
Şekil 1.3. Buji ateşlemeli motorda CNG uygulaması [20].....	11
Şekil 1.4. Buji ateşlemeli motorda doğalgazın direkt enjeksiyonu [22]	12
Şekil 1.5. Dizel motorda emme havasına CNG eklenerek çift yakıt çalışma şeması [23]	13
Şekil 1.6. CNG direkt enjeksiyon sistemi [1].....	13
Şekil 1.7. Yüksek basınçlı CNG-dizel yakıt enjektörünün kesiti [19]	14
Şekil 1.8. Kızdırma bujili CNG direkt enjeksiyon sistemi [1]	15
Şekil 2.1. Dinamometre kontrol sistemi ekranı.....	34
Şekil 2.2. Motor test düzeneği şeması ve kullanılan cihazlar	35
Şekil 2.3. Dizel motorun orijinal kızdırma bujisi.....	36
Şekil 2.4. Kızdırma bujisi yerine yerleştirilen silindir basınç sensörü.....	37
Şekil 2.5. Kistler 6533A11 model yakıt hattı basınç sensörü	38
Şekil 2.6. Febris yanma analiz yazılımı ara yüzü.....	39
Şekil 2.7. 200 çevrimden toplanan silindir basınçları ve ortalaması.....	40
Şekil 2.8. 200 çevrim boyunca toplanan silindir basınçları 3 boyutlu grafiği (75Nm, % 95 Metan + % 5 Hidrojen, $\epsilon=16,9$).	40
Şekil 2.9. Logaritmik basınç-hacim diyagramı.	41
Şekil 2.10. H/C oranına göre stokiyometrik H/Y oranı değişimi.....	49

Şekil 2.11. Dizel ve çift yakıt (%100 CH ₄) çalışmasına göre tutuşma gecikmesi, kütleli yanma oranı merkezi (KYO50) ve yanma süresinin (KYO05-95) belirlenmesi (Yük=100 Nm, $\epsilon=18,25$).....	53
Şekil 2.12. Dizel yakıt demeti [5, 135].....	55
Şekil 2.13. Isı dağılım oranı, silindir basıncı ve enjektör iğnesi kalkma miktarıyla dizel yakıt yanma safhaları [138]	57
Şekil 2.14. Dizel motorlarda dizel (a) ve gaz yakıt (b) kullanımında silindir basıncında meydana gelen değişim [46, 139].....	58
Şekil 2.15. Ortak hatlı dizel motorda ön ve ana enjeksiyon ile gaz yakıt yanması [60]	59
Şekil 2.16. Dizel ve gaz yakıt karışımları için net ısı dağılım oranları ve yanma fazları [137]	60
Şekil 3.1. Orijinal sıkıştırma oranında ($\epsilon=18,25$) ve farklı yüklerde (25 Nm, 50 Nm, 75 Nm ve 100 Nm) dizel ve gaz yakıtların silindir basınçları ve ısı dağılım oranları.....	64
Şekil 3.2. $\epsilon=16,9$ sıkıştırma oranında ve farklı yüklerde (25 Nm, 50 Nm, 75 Nm ve 100 Nm) dizel ve gaz yakıtların silindir basınçları ve ısı dağılım oranları	66
Şekil 3.3. $\epsilon=15,8$ sıkıştırma oranında ve farklı yüklerde (25 Nm, 50 Nm, 75 Nm ve 100 Nm) dizel ve gaz yakıtların silindir basınçları ve ısı dağılım oranları	66
Şekil 3.4. 25 Nm yükte farklı sıkıştırma oranlarında ($\epsilon=15,8$, $\epsilon=16,9$ ve $\epsilon=18,25$) gaz yakıtların silindir basınçları	67
Şekil 3.5. Sabit sıkıştırma oranında ($\epsilon=15,8$) farklı yüklerde (25 Nm, 50 Nm, 75 Nm ve 100 Nm) gaz yakıtların silindir basınçları	68
Şekil 3.6. Sabit yükte (75 Nm) ve farklı sıkıştırma oranlarında ($\epsilon=15,8$, $\epsilon=16,9$ ve $\epsilon=18,25$) gaz yakıtların ısı dağılım oranlarının karşılaştırılması	70
Şekil 3.7. $\epsilon=18,25$ 'de farklı yüklerde basınç artış oranları	72
Şekil 3.8. $\epsilon=16,9$ 'da farklı yüklerde basınç artış oranları	73

Şekil 3.9. $\epsilon=15,8$ 'de farklı yüklerde basınç artış oranları	73
Şekil 3.10. $\epsilon=18,25$ 'de farklı yüklerde toplam ısı dağılımları.....	75
Şekil 3.11. $\epsilon=16,9$ 'da farklı yüklerde toplam ısı dağılımları.....	76
Şekil 3.12. $\epsilon=15,8$ 'de farklı yüklerde toplam ısı dağılımları.....	76
Şekil 3.13. Farklı sıkıştırma oranı ve yüklerde tutuşma gecikmesi ve yanma süresinin değişimi	79
Şekil 3.14. Farklı sıkıştırma oranı ve yüklerde yanma periyodlarının değişimi	81
Şekil 3.15. Farklı sıkıştırma oranı ve yüklerde KYO50 değişimi	83
Şekil 3.16. Farklı sıkıştırma oranı ve yüklerde gaz yakıt kullanımında pilot yakıt hattı basıncının değişimi	85
Şekil 3.17. Farklı sıkıştırma oranı ve yüklerde normal dizel kullanımında yakıt hattı basıncının değişimi	86
Şekil 3.18. Farklı sıkıştırma oranı ve yüklerde dizel ve gaz yakıtların ortalama indike basınç ve maksimum basınç için çevrimsel değişim katsayılarının kıyaslanması	88
Şekil 3.19. Farklı sıkıştırma oranı ve yük şartlarında dizel ve gaz yakıtların efektif verim ve özgül yakıt tüketimi değişimleri	91
Şekil 3.20. Farklı sıkıştırma oranlarında ve yüklerde dizel ve gaz yakıtların özgül yakıt tüketiminin değişimi	93
Şekil 3.21. Farklı sıkıştırma oranlarında ve yüklerde dizel ve gaz yakıtların egzoz gaz sıcaklıklarının değişimi.....	95
Şekil 3.22. Farklı sıkıştırma oranlarında ve yüklerde dizel ve gaz yakıtların HC emisyonlarının değişimi	97
Şekil 3.23. Farklı sıkıştırma oranlarında ve yüklerde dizel ve gaz yakıtların NO_x emisyonlarının değişimi	99

Şekil 3.24. Farklı sıkıştırma oranlarında ve yüklerde dizel ve gaz yakıtların is
emisyonlarının değişimi 101

Şekil 3.25. Farklı sıkıştırma oranlarında ve yüklerde dizel ve gaz yakıtların CO₂
emisyonlarının değişimi 102

.



TABLO LİSTESİ

SAYFA

Tablo 1.1. Doğalgaz, hidrojen ve dizel yakıtlarının özellikleri [5, 14-16]	6
Tablo 2.1. Deney motorunun teknik özellikleri	33
Tablo 2.2. Hava ve gaz akış ölçerlerin teknik özellikleri	35
Tablo 2.3. Silindir basınç sensörünün teknik özellikleri.....	36
Tablo 2.4. Krank enkoder teknik özellikleri	37
Tablo 2.5. Yakıt hattı basınç sensörü teknik özellikleri.....	38
Tablo 2.6. Farklı yük ve sıkıştırma oranlarında harcanan yakıt miktarları.....	41
Tablo 2.7. Emisyon cihazı özellikleri	42
Tablo 2.8. Silindir kapak contası eklenmesi sonucu meydana gelen hacim değişiklikleri	45
Tablo 2.9. Tork değerlerinin OEB karşılığı	50
Tablo 3.1. $\epsilon=18,25$ 'te maksimum basınç, ısı dağılım oranı ve tepe açısı değerleri...	64
Tablo 3.2. $\epsilon=16,9$ 'da maksimum basınç, ısı dağılım oranı ve tepe açısı değerleri	65
Tablo 3.3. $\epsilon=15,8$ 'de maksimum basınç, ısı dağılım oranı ve tepe açısı değerleri	65
Tablo 3.4. Dizel ve gaz yakıt çalışmalarında HFK değişimleri ($\epsilon =18,25$)	89

1. GİRİŞ

Günümüzde dizel motorlar yüksek verimle çalışmalarına rağmen zararlı partikül madde (PM) ve azot oksit (NO_x) emisyonlarından dolayı hava kirliliğinde önemli rol oynamaktadır. Dizel motorlardan kaynaklanan emisyonların azaltılması için çeşitli yöntemler üzerinde çalışılırken emisyon standartları da her geçen gün daha düşük seviyelere indirilmektedir [1]. Dizel motorlarda, emisyon azaltmada kullanılan egzoz hattı iyileştiricilerinin yüksek maliyetlerinden ve motor performansına negatif etkilerinden dolayı araştırmacılar, farklı karışım oluşumu ve yanma stratejileriyle birlikte alternatif yakıt çalışmalarına odaklanmıştır. İçten yanmalı motorlarda (İYM) alternatif sıvı ve gaz yakıtlar farklı ülkelerde değişik oranlarda kullanılmaktadır. Gaz yakıtlar arasında daha çevreci ve ekonomik olmasından dolayı sıkıştırılmış doğalgaz (CNG), sıvılaştırılmış petrol gazının (LPG) ve hidrojen gerek buji ateşlemeli gerekse sıkıştırma ateşlemeli motorlarda kullanımı hızla yaygınlaşan alternatif yakıtlardır. Ancak, bu yakıtların İYM'lerde kullanılmalarına çok uzun yıllar önce başlanmış olsa da günümüzde mevcut bazı problemlerinden dolayı halen araştırma-geliştirme çalışmaları devam etmektedir. Karışım oluşumu, motor dizaynı ve yakıt özellikleri açısından gaz yakıtların benzinli motorlarda kullanımının hızla yaygınlaştığı görülmekteyse de bu durum dizel motorlar için benzer etkiyi göstermemektedir. Dizel motorlarınciyle kıyaslandığında daha düşük sıkıştırma oranında çalışan buji ateşlemeli motorlarda hava-yakıt karışımı buji ile tutuşturulurken, dizel motorlarda karışım üzerine küçük miktarda püskürtülen dizel yakıt (pilot yakıt) ile tutuşturulmaktadır. Gaz yakıtlar, dizel motorlarda kısmi oranlarda kullanıldıklarında İYM'de herhangi bir modifikasyona ihtiyaç duyulmamaktadır. Ancak, yüksek oranda gaz yakıt kullanıldığında yüksek yüklerde problemlerle karşılaşmaktadır. Emme portundan beslemeli gaz yakıt çalışmalarında dizel yakıt miktarı % 50-75 oranında azaltıldığı gibi, dizel motorda bazı önemli yapısal değişikliklerle buji ateşlemeli motora dönüştürülerek % 100 doğalgaz kullanımının mümkün olduğu belirtilmektedir. Port enjeksiyon doğalgaz kullanımı ile çok düşük seviyelerde NO_x , karbon monoksit (CO) ve karbon dioksit (CO_2) emisyonları elde etmek mümkündür [2].

CNG'nin dünyanın farklı ülkelerinde ağır hizmet ve hafif hizmet taşıtlarında kullanıldığı bilinmektedir. Doğalgazın taşıtlarda kullanılmasında birçok yararı

bulunmaktadır. Bunlar kısaca, enerji ve yol güvenliğini artırması, enerji maliyetlerini düşürmesi, hava kirliliğini azaltması, bölgesel kaynakların kullanımını artırması, gürültü kirliliğini azaltması ve yeni yatırım fırsatları yaratmasıdır [3].

CNG, geleneksel günümüz araçlarında kullanılan sıvı yakıtlara (benzin, dizel) alternatif bir yakıttır. Yakıt maliyetlerinin önemli rol oynadığı ulaşım sektöründe toplu taşıma araçlarının doğrudan CNG'li olacak şekilde üretildiği ve toplu taşımada yaygınlaşarak kullanıldığı görülmektedir. Özellikle çok sayıda tüpün araç tavanında kullanımı hem uzun yol taşımacılığı hem de güvenlik açısından avantajlar sağlamaktadır. Toplu taşımacılık haricinde, deniz ulaşımında, havacılıkta, raylı sistemlerde, kamyonlarda, binek tipi taşıtlarda, motosikletlerde ve forkliftlerde CNG'nin yaygınlaştığı görülmektedir [3].

Doğalgazın yeraltı rezervlerinin bol miktarda bulunması, çevre dostu olması, ekonomik olması ve evlerde kullanılabilmesi önemli bir avantaj sağlamaktadır. Gelecekte petrol kökenli yakıtların tükenebileceği endişesiyle birlikte her geçen gün enerji ihtiyacı artmaktadır. Alternatif yakıtlar arasında yeraltı rezervlerinin bol miktarda bulunması ve sera gazı emisyonlarının önemli oranda azaltılmasından dolayı doğalgaz kullanımı gün geçtikçe yaygınlaşmaktadır. Ülkemizde ulaşım sektöründe hizmet veren toplu taşıma araçlarında enerji kaynağı olarak doğalgaz kullanımı belirli illerde kısmen de olsa yaygınlaşmıştır. Ancak, binek tipi taşıtlarda henüz yeterince yaygınlaşmamıştır. Ülkemizdeki dizel motorlu binek tipi taşıt sayısının Türkiye İstatistik Kurumu verilerine göre 2018 yılında 11.592.878 adet olduğu belirtilmektedir [4]. Dizel motorlu taşıt sayısı, aynı yıl tüm karayolu taşıtlarının % 50,7'sini oluşturmaktadır. Bu yüzden, dizel motorların gelecekte kullanımının kısıtlanma olasılığından dolayı ve petrol kökenli yakıtların tükenebileceği endişesinden dolayı doğalgazın ve hidrojenin dizel motora sahip binek tipi taşıtlarda alternatif yakıt olarak kullanılabilirliğinin araştırılması gerekmektedir.

1.1. Çalışmanın Amacı

İYM'lerden kaynaklanan çevre kirliliği gün geçtikçe artan bir problem haline gelmektedir. Dizel motorlar, havayı kirleten PM ve NO_x emisyonlarına kaynak olarak gösterilmektedir [1].

Son yıllarda, hava kirliliğinin dünyada kritik seviyelere ulaşmasının yanı sıra hızla yükselen petrol fiyatları ve artan enerji ihtiyacı İYM’lerde alternatif enerji kaynaklarına olan ilgiyi artırmıştır. Biyodizel, etanol, metanol, hidrojen, CNG, sıvılaştırılmış doğalgaz (LNG), LPG, dimetil eter veya jet yakıtı gibi alternatif sıvı ve gaz yakıtların İYM’lerde kullanılmalarına yönelik araştırma ve geliştirme çalışmaları günümüzde halen devam etmektedir [5]. Bu alternatif yakıtlar içerisinde gaz olanlar, geniş tutuşma aralığı, homojen karışım oluşturma yeteneği ve daha düşük karbon/hidrojen (C/H) oranı gibi özelliklerinden dolayı daha kullanılabilir hale gelmektedir.

20.yüzyılın başlarına kadar petrol kaynaklarından çıkarılan doğalgaz atık bir gaz olarak değerlendirilmiş ve bölgeden yakılarak uzaklaştırılmıştır [5]. Günümüzde ise CNG evlerde, sanayide ve otomotivde kullanılan önemli bir enerji kaynağıdır. CNG ve LPG’nin otomotiv sektöründe kullanım durumuna bakıldığında; ülkemizde toplam LPG’li araç ve yakıt dolum istasyonu sayısının Dünya’da birinci sırada olduğu ve yıllık tüketimde ise Kore’den sonra ikinci sırada olduğu görülmektedir [6]. Petrol türevi yakıtlar arasında en düşük C/H oranına sahip olan CNG’nin ise çok düşük CO₂ salınımından dolayı dünya genelinde doğalgazlı araçlar gün geçtikçe artmaktadır [7].

Alternatif gaz yakıtların bazı özelliklerinden dolayı dizel motorlarda bir takım yanma, emisyon ve performans problemleri meydana gelmektedir. Dizel motorda CNG kullanımında özellikle düşük yüklerde yüksek oranda yanmamış hidrokarbon (HC) ve CO emisyonu açığa çıkmaktadır. Bunun yanı sıra, CNG’nin yavaş yanma özelliği silindir duvarlarına olan ısı transferini artırmaktadır. Farklı alternatif gaz yakıtları birbirine kısmi oranlarda karıştırarak yakıtların yanmayı olumsuz etkileyen özelliklerini değiştirip bu problemlerin üstesinden gelebilmek mümkün olmaktadır. Örneğin, hidrojenin hızlı yanma özelliğinden dolayı CNG’ye kısmi oranlarda katılarak CNG’nin yavaş yanma özelliğini iyileştirmesi ve alev ilerlemesini hızlandırarak yanma performansını artırması mümkündür [8, 9]. Ancak, hidrojenin aşırı oranlarda kullanılması yanmayı olumsuz etkilemekte ve yine performans ve emisyonlar açısından çeşitli dezavantajlar meydana getirmektedir.

Metan ve hidrojenin yüksek oktan sayısı motorda yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılmalarına olanak sağlasa da belirli bir sıkıştırma oranı değerinden sonra yüksek yüklerde vuruntu meydana gelmektedir. Metan yakıtına küçük miktarlarda hidrojen

eklemenin vuruntu oluşumunu etkilemediği belirtilmektedir [9]. Sıkıştırma oranının azaltılması ile yanma sonu basınç ve sıcaklıklarının düşürülmesi mümkündür. Gaz yakıt kullanılmasıyla homojen karışımdan dolayı oluşacak ani basınç artış oranları ve dolayısıyla vuruntu oluşumu sıkıştırma oranının azaltılmasıyla, ateşleme veya enjeksiyon avansının geciktirilmesiyle veya egzoz gaz resirkülasyonunun (EGR) uygulanmasıyla azaltılabilmektedir [1].

Bu çalışmada, ülkemizde binek tipi araçlarda yaygın bir şekilde kullanılan ortak hat (common-rail) yakıt enjeksiyon sistemine sahip turboşarjlı bir dizel motorda saf metan gazı ve metan-hidrojen karışımları kullanımının motor performansına, emisyonlarına ve yanma karakteristiklerine etkisi incelenmiştir. Testler, sabit devirde, dört farklı yükte ve üç farklı sıkıştırma oranında yapılmıştır. Metan gazına % 5 ve % 10 oranlarında hidrojen gazı karıştırılmıştır. Karışımları tutuşturmak için normal dizel testlerinde kullanılan yakıt kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar, dizel yakıt sonuçlarıyla ve birbirleriyle karşılaştırılarak ortak hatlı dizel motorda gaz yakıt kullanımının olumlu ve olumsuz etkileri ortaya konmuştur.

Literatürde ortak hatlı dizel motorlarda metan ve hidrojen kullanımıyla ilgili çalışmaların azlığından dolayı bu çalışmanın literatüre katkı sağlayacağı düşünülmektedir. Ayrıca, metan gazına yanma özelliklerini iyileştirmek amacıyla hidrojenin katılmasıyla çalışmadan daha verimli sonuçlar alınacağı belirtilmesi gereken diğer bir konudur. Sıkıştırma oranı değişimi ile elde edilecek sonuçlarla literatürdeki önemli bir boşluğu doldurulacağı hedeflenmektedir.

1.2. Genel Bilgiler

Doğalgaz, farklı gaz yakıtların karışımıdır ve büyük oranda (% 87-96) metan gazından (CH_4) oluşmaktadır. Küçük miktarlarda ise etan, propan, bütan, pentan, heksan ve çok az miktarda inert gazlardan (azot, helyum, CO_2) ve su buharından oluşmaktadır [1]. Dolayısıyla CNG yakıtının kimyasal ve fiziksel özellikleri büyük oranda CH_4 gazının özelliklerine benzerlik göstermektedir. Bu yüzden, bu çalışmada doğalgaz yerine saf metan gazı kullanılmıştır. Karışım yüzdeleri çıkarıldığı bölgeye ve üretim prosesine göre değişmektedir [1, 10]. Doğalgaz, başlıca petrol ve kömür yataklarından ve yeraltı katmanlarındaki kayaların içerisinde elde edilmektedir [5]. Başta, Çin ve İran olmak

üzere bol doğalgaz rezervlerine sahip olan ülkelerde CNG'li araçlar 10 milyondan fazladır. Bu rakam, dünyadaki toplam doğalgazla çalışan araç sayısının yaklaşık % 40'ını oluşturmaktadır [7, 11, 12].

Teknik açıdan CNG, İYM'ler için önemli avantajlar içermektedir. CNG, motorlarda geniş bir hava-yakıt oranı aralığında yanabilmektedir. Aşırı fakir karışımlarda eksik yanma oluşmaktadır. CNG'nin 120 oktan sayısına sahip olması, buji ateşlemeli motorlarda sıkıştırma oranının ve dolayısıyla verimin artmasını sağlamaktadır. Uzun karbon-karbon zincirlerinin bulunmaması, sadece karbon-hidrojen bağları bulunması ve basit yapısından dolayı vuruntuya karşı direnç sağlamaktadır [5]. Ancak, setan sayısının düşük olmasından dolayı kendiliğinden tutuşma sıcaklığı yüksektir. Bu durum, CNG'nin dizel motorlarda kendiliğinden tutuşmasını zorlaştırır. Bu sebepten, yüksek setan sayısına sahip pilot dizel yakıt ile tutuşturulmaktadır. Diğer taraftan, yüksek oktan sayısı ancak 16 sıkıştırma oranına kadar vuruntusuz çalışma sağlayabilir [13]. Bu yüzden, farklı yöntemler denenerek iyileştirmeler yapılmaktadır.

CNG, fosil kökenli yakıtlar arasında C/H oranı en az olan hidrokarbon yakıt olmasından dolayı daha az miktarda CO₂ salınımı sağlamaktadır. Hidrojen ise yapısında karbon atomu içermediği için CO₂ azaltmanın yanında CO ve HC emisyonlarını azaltmada ekstra katkı sağlamaktadır. Böylece, sera gazı oluşumunu önemli oranda azaltmanın yanı sıra karbon içeren diğer emisyonların düşürülmesi mümkün olmaktadır [1, 9, 13]. Ancak, CNG kullanılmasıyla yanmamış CH₄ emisyonlarının artması sera gazları salınımının yine artmasına neden olmaktadır. Genel olarak CH₄ emisyonu küresel ısınma açısından HC emisyonundan 20 kat daha tehlikelidir. CH₄ emisyonunun HC emisyonunun yaklaşık % 90'ını teşkil ettiği düşünüldüğünde zararlı CH₄ emisyonun azaltılması büyük önem arz etmektedir.

CNG, temiz yanan bir yakıt olduğundan yağ değişim periyodunu araç kullanımına bağlı olarak 5.000 km ile 10.000 km arasında uzatır ve piston segmanlarını korur. Motor bakım süresini 30.000 km'ye uzatarak motorun ömrünü artırır [13]. Havadan hafif olduğundan sızıntı durumunda havaya karışarak herhangi bir tehlike yaratmaz. Kendiliğinden tutuşma sıcaklığının yüksek olması patlama tehlikesini azaltmaktadır [1]. CNG, hidrojen ve dizel yakıtlarının başlıca özellikleri Tablo 1.1.'de görülmektedir.

Ancak, CNG'nin bazı dezavantajları da bulunmaktadır. CNG dönüşümü yapılan araçlarda büyük tüplere gereksinim olduğundan tüpler bagajda fazla yer kaplar ve daha ağırdır. Basıncılı kaplardaki CNG, 200-248 bar (2900-3600 psi) basınç altında sıkıştırılmış olarak silindirik metal tüplerde muhafaza edilmektedir [13].

Benzin veya dizel gibi sıvı yakıtlar emme havasına veya yanma odasına direkt püskürtüldüğünde sıvı tanecikleri emme havasından ısı çekerek buharlaşır. Ancak, gaz yakıtlar gaz fazında bulunduğundan herhangi bir buharlaşma fazı gerçekleşmemektedir. Gaz yakıtlar çoğunlukla emme manifoldundan ilave edildiklerinden emme havasının işgal edeceği hacmi azaltmakta ve dolayısıyla motorun volumetrik verimini düşürmektedir [5]. Azalan volumetrik verim beraberinde motorun döndürme momentini de azaltmaktadır. Fakat, homojen karışım oluşturma özelliğinden dolayı iyi bir yanma sağlamaktadırlar.

Tablo 1.1. Metan, hidrojen ve dizel yakıtlarının özellikleri [5,13-15].

Özellikler	Metan	Hidrojen	Dizel
Formül	CH ₄ (g)	H ₂ (g)	C _n H _{1,8n} (l)
Oktan sayısı	120-130	≥120	-
Setan sayısı	-	-	45-55
Molar kütle (kg/kmol)	16,043-17,3	2,016-2,02	204
Stokiyometrik hava/yakıt oranı, (kg/kg)	17,1-17,23	34,2-34,3	14,5-14,6
Yoğunluk, (kg/m ³)	0,65-0,9	0,08-0,09	820-950
Alt ısı değer, (MJ/kg)	47,5-53,6	120-142	42,5-48
Yanma enerjisi, (MJ/m ³)	24,6	-	36
Alevlenebilirlik limiti, (havada % hacim)	4,3-15,2	4-75	0,6-7,5
Alev ilerleme hızı, (m/s)	0,38-0,48	1,85-2,9	-
Adyabatik alev sıcaklığı, (K), (λ=1)	2163-2226	2390	2327
Kendiliğinden tutuşma sıcaklığı, (K), (λ=1)	813	858	473-589
Minimum sönme mesafesi, (mm)	2,03-2,1	0,64	-

Metanın yüksek oktan sayısına karşılık düşük setan sayısı (literatürdeki bulgulara göre yakıtın setan sayısı ortalama 10-15 değerinde olduğu tahmin edilmektedir [16]) ise sıkıştırma ateşlemeli motorlarda kullanımında problem teşkil etmektedir. Düşük setan sayısı beraberinde yüksek kendiliğinden tutuşma sıcaklığı getirmektedir. Bu durum, dizel motorlar için yanma başlangıcını kötüleştirir. Kendiliğinden tutuşma sıcaklığı yüksek olduğu için benzinli motorlarda buji ile ateşlenmektedir. Dizel

motorlarda sıkıştırma sonu meydana gelen silindir içi sıcaklıkları gaz yakıtların tutuşması için yeterli değildir. Doğalgazın, dizel motorlarda kendiliğinden tutuşması için sıkıştırma oranının 38:1 olması gerektiği vurgulanmaktadır [13]. Bu durum, gaz yakıtların dizel motorda tek yakıt olarak kullanımını zorlaştırmaktadır. Bu yüzden, pilot yakıt olarak ifade edilen eser miktardaki dizel yakıt hava/gaz karışımını tutuşturmak için kullanılmaktadır [1, 5]. Bu çalışma tipi, çift yakıt çalışması olarak da ifade edilmektedir [2].

CNG'nin araç deposuna dolum süresi sıvı yakıtlara göre fazladır. Çünkü, CNG tüpleri en az 200 bar basınç altında CNG'yi muhafaza etmektedir. Bu yüzden araçlarda daha dayanıklı tüpler kullanılmakta olup araç içinde veya dışında işgal ettiği hacim ve taşınan ağırlık artmaktadır. Ayrıca, doğalgaz, benzin ve dizel yakıtlarıyla kıyaslandığında daha büyük kütsel enerji oranına sahipken hacimsel enerji oranı daha azdır. Bu durumda, doğalgazla gidilebilecek mesafe benzin ve dizel yakıtlarına kıyasla daha azdır. Bu yüzden CNG kısa mesafenin yapıldığı şehir içi seyahat gibi kullanım alanlarında ve yeterli yakıt istasyonu altyapısına sahip bölgelerde tercih edilebilir [5]. Daha uzun mesafede seyahat edilebilecek durumlar için doğalgazın sıvılaştırılmış hali olan LNG yakıtı tavsiye edilmektedir.

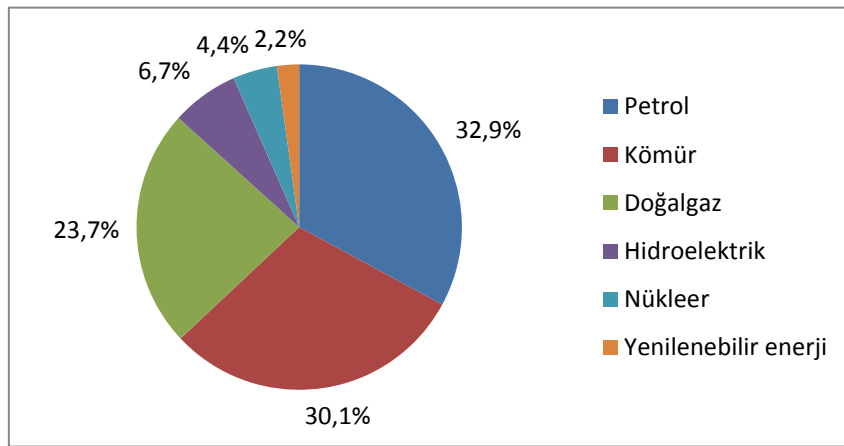
CNG, uygun enjektörler ile emme kanalına püskürtülebileceği gibi karışım odası vasıtasıyla emme havasına belirli oranlarda karıştırılarak da kullanılabilir. CNG'nin dizel yakıtı ile birlikte kullanımı bir takım emisyon, yanma ve performans sorunlarına neden olmaktadır. Doğalgazın yavaş yanma hızı, yüksek kendiliğinden tutuşma sıcaklığı, düşük setan sayısı gibi özelliklerinden dolayı tek başına dizel motorlarda kullanımında düşük yüklerde zayıf fakir yanma performansı, yanmamış metan emisyonlarında artış ve efektif verim kaybı, yüksek yüklerde ise vuru problemleri göstermektedir [17, 18]. Karşılaşılan sorunların üstesinden gelebilmek için doğalgaz ile farklı bir yakıtın karıştırılarak özelliklerinin iyileştirilmesi ve motorda değişiklikler yapılarak yanma şartlarının optimize edilmesi gerekmektedir. Hidrojenin CNG'ye karıştırılarak CNG'nin motorda yanma esnasında oluşan dezavantajlarını azaltabilir özelliklere sahip olduğu bilinmektedir. Hidrojenin, özellikle hızlı yanma özelliği ve oldukça fakir karışımlardaki yanma performansı sayesinde CNG ile karıştırıldığında bilhassa düşük yüklerde görülen zayıf motor performansı ve emisyon

problemlerinin iyileştirilebilir olacağı görülmektedir [8, 9, 17, 18]. Hidrojenin, düşük tutuşma enerjisi karışımının tutuşma gecikmesini kısaltabilir.

Doğada en fazla bulunan elementlerden biri olan hidrojen molekül haliyle (H_2) bulunmamaktadır. Doğada bulunan birçok maddede bileşik halinde bulunmaktadır. Örneğin; tek atomlu oksijen (O) ile birleşerek doğada su (H_2O) olarak bulunmaktadır. Elde edilebilmesi için enerji kaynaklarından veya hammaddelerden çeşitli işlemlerden geçirilerek ayrıştırılması gerekmektedir. Günümüzde üretilen hidrojenin büyük kısmı (yaklaşık % 90) doğalgaz, petrol, kömür gibi fosil kökenli yakıtlardan elde edilmektedir [5]. Mevcut doğalgaz altyapısında hidrojen ilaveli doğalgaz kullanılabilir.

1.3. Dünya Doğalgaz Rezervleri

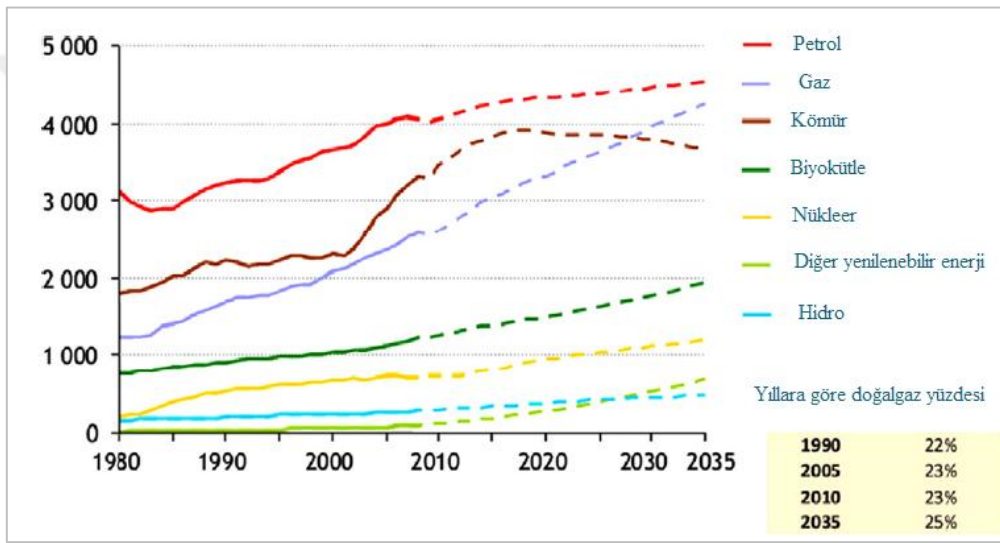
Petrol kökenli enerji kaynakları petrol, kömür ve doğalgazdan oluşmaktadır. Bu üç kaynak dünya rezervinin % 85'ten fazlasını oluşturmaktadır [12]. Doğalgaz, dünyadaki en önemli enerji kaynakları arasında % 23,7 ile üçüncü sırada yer almaktadır (Şekil 1.1). Doğalgaz Dünya rezervlerinin 1 Haziran 2014 verilerine göre 7.080,3 Trilyon feet küp (TFK) (200,5 milyar m^3) olduğu belirtilmektedir. Diğer taraftan, doğalgazın yıllık tüketim miktarının 118,2 TFK (3,347 milyar m^3) olduğu göz önüne alınırsa önümüzdeki 60 yıllık enerji ihtiyacının karşılanabileceği belirtilmektedir [13].



Şekil 1.1. Dünya enerji tüketimi dağılımı [14].

Şekil 1.2'de 1980 - 2035 yılları arasında enerji ihtiyaçları bakımından kullanılan kaynakların dağılımı görülmektedir. Tahmini olarak, 2030 yılında doğalgaz kullanımının kömürü geçebileceği ve 2035 yılında enerji tüketim dağılımında % 25

paya sahip olacağı öngörülmektedir. Doğalgazın doğada bol miktarda bulunması ve rafineri işleminin kolay olması düşük fiyatla satılmasına olanak sağlamaktadır. Özellikle, ulaşım alanında artan yakıt fiyatlarının ulaşım ücretlerine yansımada etkili olduğu göz önüne alınırsa CNG'nin yakın gelecekte bu sektörde daha fazla kullanılacağı öngörülmektedir. Günümüzde, ulaşım alanında doğalgazın yıllık tüketim miktarı 1,205 TFK (34,1 milyon m³)'tür. Bu miktar, tüm dünyada toplam küresel talebin % 1,01'ini oluşturmaktadır [14]. Mevcut doğalgaz altyapısında hidrojenin doğalgaza ilaveli olarak kullanılmasıyla karbon içerikli emisyonların (CO, CO₂, HC vb) azaltılması çevre açısından büyük önem taşımaktadır.



Şekil 1.2. Yıllara göre enerji ihtiyaçları [12, 14].

1.3.1. Ülkelere göre doğalgazlı araç sayısı

Alternatif yakıtlar, özellikle petrol krizinden sonra daha fazla ilgi çekmeye başlamıştır. 1970-80 yılları arasında artan petrol fiyatları CNG'li araçların sayısında artışa neden olmuştur. 2001 yılında dünyadaki CNG'li araç sayısı 1,7 milyon iken, 2007 yılında yaklaşık 7 milyon adede ulaşmıştır [19]. 31 Temmuz 2019 verilerine göre Dünya genelinde CNG'li araç sayısının 27.765.376 adet olduğu belirtilmektedir [7]. Ayrıca, bu verilere göre Asya-Pasifik bölgesinin 19.841.688 adet doğalgazlı araç ve 19.606 adet yakıt dolum istasyonuna sahip olduğu görülmektedir. Çin 6.760.000 adet CNG'li araçla ilk sırada yer alırken, İran 4.950.000 araçla ikinci sırada yer almaktadır. Hindistan (3.307.466), Pakistan (3.000.000), Brezilya (1.859.300), Arjantin (1.652.939), İtalya

(1.134.982), Özbekistan (815.000) ve Kolombiya (579.791) ülkeleri en çok doğalgazlı araca sahip ülkelerdir. Yakıt dolum istasyonu sayısı ise dünya genelinde toplam 32.577 adet olarak belirtilmektedir. Türkiye ise 2017 Şubat verilerine göre 3.850 CNG'li araçla 47. sıradadır ve toplam 27 adet CNG dolum istasyonuna sahiptir [7].

1.4. Buji Ateşlemeli ve Sıkıştırma Ateşlemeli Motorlarda CNG Uygulamaları

CNG'nin, İYM'lerde farklı karışım oluşumu yöntemleriyle yanma odasına sevk edilmesi mümkündür. Buji ateşlemeli ve sıkıştırma ateşlemeli motorlarda yanma olayı farklı olduğundan CNG'nin yanma odasına sevki, karışım oluşumu ve tutuşturulması değişik yöntemlerle uygulanmaktadır. Buna göre, doğalgaz (CNG) aşağıda belirtilen karışım oluşumu yöntemleriyle İYM'lerde uygulanmaktadır [1, 13];

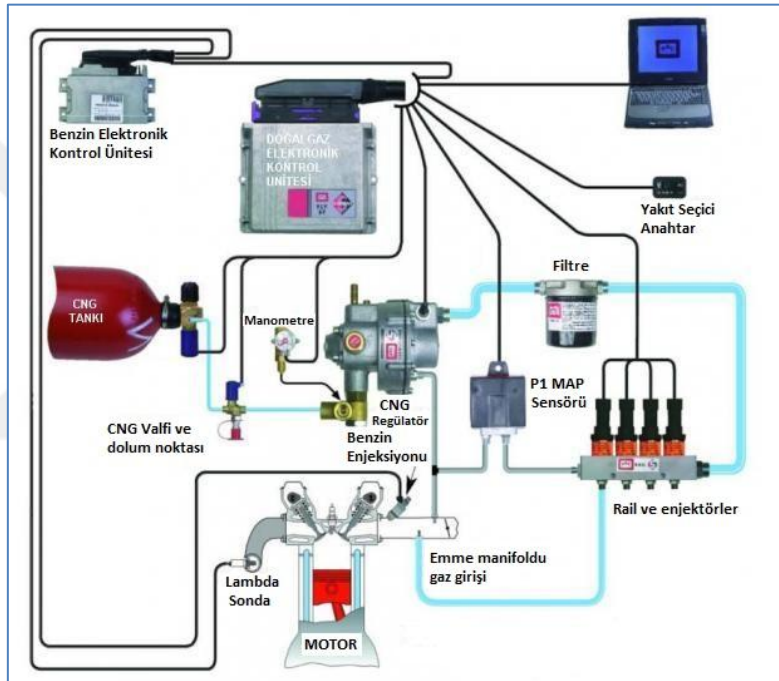
- Buji ateşlemeli motorlarda;
 - o Tek yakıt olarak CNG uygulaması,
 - o Çift yakıt (Bi-fuel) uygulaması,
 - o CNG'nin direkt enjeksiyonu,
- Sıkıştırma ateşlemeli motorlarda;
 - o Çift yakıt uygulaması,
 - o CNG'nin yanma odasına direkt enjeksiyonu,
 - o CNG'nin yanma odasına kızdırma buji destekli direkt enjeksiyonu.

1.4.1. Buji ateşlemeli motorlarda tek yakıt olarak CNG uygulaması

Doğalgazın buji ateşlemeli motorda başka hiçbir yakıt kullanmaksızın % 100 kullanıldığı çalışma tipidir. Otto çevrimine göre çalışan bu tip motorun sıkıştırma oranı doğalgazın yüksek oktan sayısından dolayı artırılabilir. Doğalgazın diğer yanma özelliklerine göre motor optimize edildiğinde (ateşleme avansının değiştirilmesi vb) kirletici emisyonlar düşük seviyelere çekilebilmektedir. Sıralı tip CNG enjeksiyon sistemli üretilen motorlar veya dizel motordan modifikasyonlar yapılarak buji ateşlemeli moda dönüştürülen motorlar da bu gruba dâhil edilmektedir [2].

1.4.2. Buji ateşlemeli motorlarda çift yakıt (Bi-fuel) uygulaması

Bu motorlarda, benzin ve CNG yakıtlarının ayrı ayrı kullanımı mümkündür. Ancak, birlikte kullanılmamaktadır. Ülkemizde yaygın olarak kullanılan LPG'li araçlarda olduğu gibi, kullanıcı tarafından sürüş esnasında benzin kullanımından doğalgaz kullanımına veya doğalgaz kullanımından benzin kullanımına geçişi bir tuşla kolaylıkla yapılabilmektedir. Bunun için buji ateşlemeli motora sonradan bir takım parçalar monte edilerek ayarlamalarının yapılması gerekmektedir. Şekil 1.3'de bu elemanlar ve sistemin şeması gösterilmektedir.

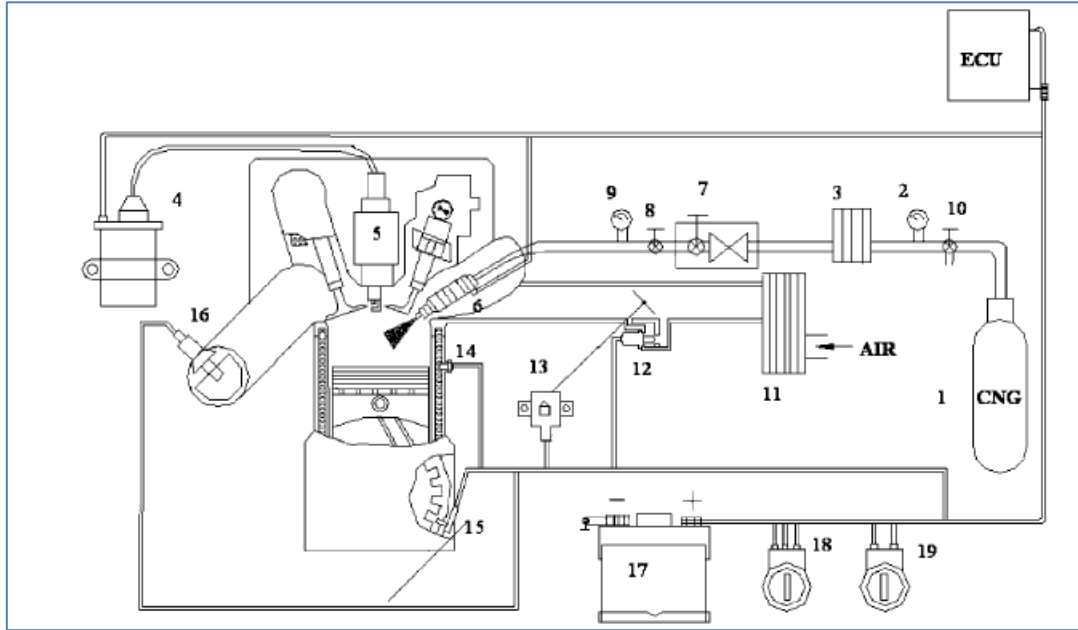


Şekil 1.3. Buji ateşlemeli motorda CNG uygulaması [20].

1.4.3. Buji ateşlemeli motorlarda CNG'nin direkt enjeksiyonu

Buji ateşlemeli motorlarda benzinin doğrudan yanma odasına yüksek basınçla püskürtüldüğü sistemlerde yanma odası duvarlarına yakın mesafelerde oldukça fakir karışım oluşumundan dolayı vuruntu oluşumu gözlenmemekte ve böylece sıkıştırma oranını artırarak daha yüksek efektif verim elde edilebilmektedir [21]. Doğalgazın doğrudan yanma odasına püskürtüldüğü ve yakıtın buji yardımı ile tutuşturulduğu sistem Şekil 1.4'de görülmektedir. Buji ateşlemeli motorlarda direkt enjeksiyon teknolojisinin bir çok avantajı vardır. Bu motorlarda direkt enjeksiyonun uygulanmasıyla volumetrik verim artmakta, düşük yüklerde yakıt ekonomisi

sağlanmakta ve benzinli direkt enjeksiyon sistemlerine göre daha az is emisyonu üretilmesi sağlanmaktadır [22].

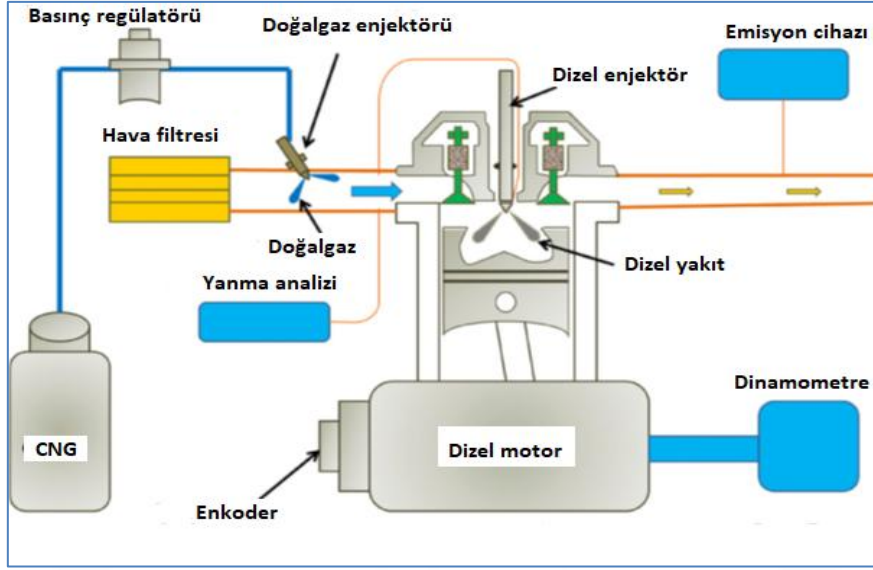


(1) CNG tüpü, (2) Basınçölçer (40MPa), (3) Yakıt filtresi, (4) Yüksek gerilim bobini, (5) Buji, (6) CNG enjektörü, (7) Basınç valfi, (8) Koruyucu valf, (9) Basınçölçer (20Mpa), (10) CNG açma valfi, (11) Hava filtresi, (12) Rölanti kontrol, (13) Kelebek valf kumandası, (14) Soğutma suyu sıcaklık sensörü, (15) Devir sensörü, (16) Lambda sensörü, (17) Akü, (18) Kontak anahtarı, (19) CNG açma butonu, (ECU: Elektronik kontrol birimi).

Şekil 1.4. Buji ateşlemeli motorda doğalgazın direkt enjeksiyonu [22].

1.4.4. Sıkıştırma ateşlemeli (dizel) motorlarda çift yakıt uygulaması

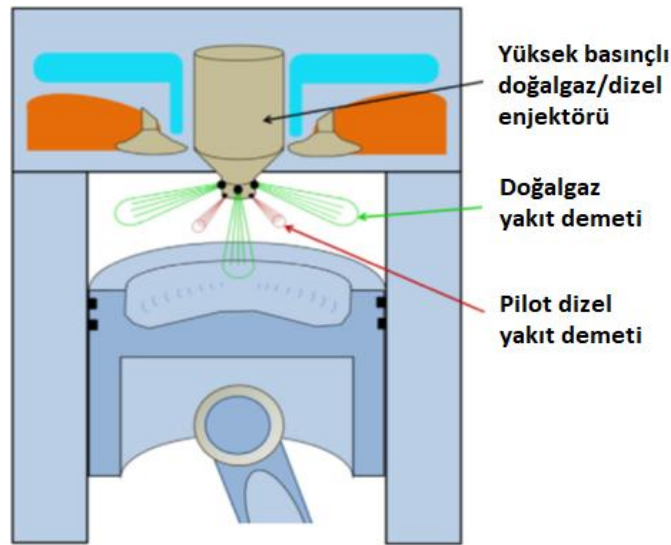
Bu çalışma sisteminde, gaz yakıt emme manifoldundan bir enjektör veya karışım odası vasıtasıyla silindirlere gelene kadar hava ile karışarak ilerler. Enjektör, düşük basınçta CNG püskürtür. Dizel motorun yüksek sıkıştırma oranına rağmen, sıkıştırma sonu silindir içi sıcaklıklar CNG'nin yüksek tutuşma sıcaklığı nedeniyle yanmayı başlatamamaktadır. Silindirlere alınan hava-yakıt karışımı, sıkıştırma periyodunun sonuna doğru pilot dizel yakıt ile tutuşturulur. Bu uygulama, herhangi bir motor modifikasyonu gerektirmediği için gelecekte uygulama alanının genişlemesi beklenen bir sistemdir. Bu sistemde, doğalgazın % 60-90 oranlarında kullanılması mümkündür [13]. Şekil 1.5'te, deneysel bir çalışmada verilen dizel motorda çift yakıt uygulamasının çalışma şeması gösterilmektedir. Bu uygulamanın dezavantajı, volumetrik verimin azalması ve dolayısıyla motor performansının kötüleşmesi ve özgül yakıt tüketiminin artmasıdır.



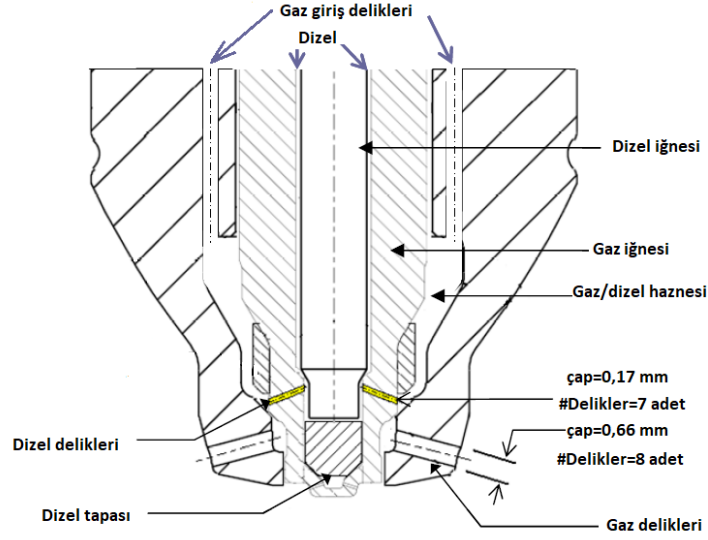
Şekil 1.5. Dizel motorda emme havasına CNG eklenerek çift yakıt çalışma şeması [23].

1.4.5. Dizel motorlarda CNG'nin direkt enjeksiyonu

Bu çalışma modunda, pilot yakıt sıkıştırma sonuna doğru enjektörde doğalgaz ile karıştırıldıktan sonra yanma odasına karışım halinde doğrudan püskürtülür ve birkaç krank açısı sonra aynı enjektörden yalnızca doğalgaz püskürtülür. Doğalgaz enjeksiyonu üst ölü noktadan önce 10° KA'da başlar üst ölü noktadan sonra 3° KA'da biter [19]. Şekil 1.6'da yanma odasında CNG direkt enjeksiyon sisteminin kesiti, Şekil 1.7'de ise sistemde kullanılan enjektörün kesiti görülmektedir.



Şekil 1.6. CNG direkt enjeksiyon sistemi [1].

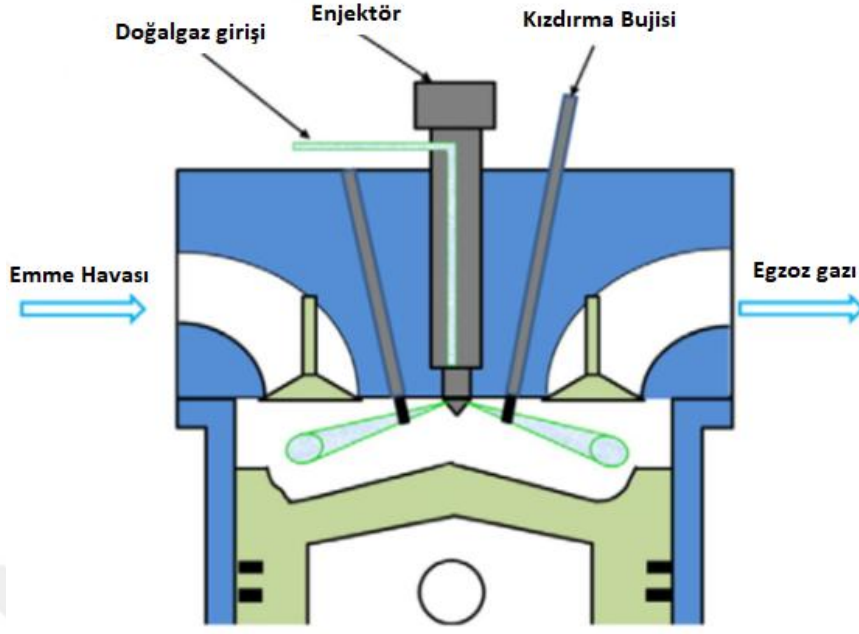


Şekil 1.7. Yüksek basınçlı CNG-dizel yakıt enjektörünün kesiti [19].

1.4.6. Dizel motorlarda CNG'nin kızdırma buji destekli direkt enjeksiyonu

Bu sistemde, CNG doğrudan yanma odasına püskürtülür. Ancak, tutuşma için pilot dizel yakıt kullanılmaz. Tutuşma için, yanma odasında bulunan yüksek sıcaklıktaki kızdırma bujileri kullanılır (Şekil 1.8). Kızdırma bujilerinin yüzey sıcaklıkları 1200-1400 K derece arasında değişmektedir [24]. Ancak, CNG'nin direkt olarak yanma odasına püskürtüldüğü bu sistemde yanma odası elemanları yüksek sıcaklıklara maruz kalacağı için ısıya dayanıklı malzemelerden üretilmesi ve iyi soğutulması gerekmektedir. Literatürde, mevcut bazı dizel motorların silindir kafalarında enjektör ve kızdırma bujisi için yapılan modifikasyonlarla bu sistemin başarılı bir şekilde uygulandığı vurgulanmaktadır [25].

Dizel motorda CNG uygulamaları kısaca değerlendirilecek olursa; katmanlı yanma özelliği taşıyan son iki sistemde volumetrik verim yüksek olacağından performans ve özgül yakıt tüketimi daha iyi olmaktadır. Ancak, enjektör yapısı daha karmaşık olduğundan kontrolü zordur ve maliyetleri yüksektir. Bu sebeplerden, ön karışımli yanma özelliği taşıyan çift yakıt uygulamasının motorda ciddi bir yapısal değişiklik gerektirmemesi ve dizel motorlara uyumlu hazır kitlerle dönüşümü sayesinde direkt enjeksiyonlu sistemlere göre daha hızlı yaygınlaşmıştır [1].



Şekil 1.8. Kızdırma bujili CNG direkt enjeksiyon sistemi [1].

1.5. Literatür Araştırması

Doğalgaz, doğada bol miktarda bulunmasından ve kolay elde edilebilmesinden dolayı benzin ve dizel yakıtlarına nazaran daha ucuz bir yakıttır. Geleneksel benzin yakıtıyla karşılaştırıldığında doğalgaz daha yüksek oktan sayısına sahiptir. Bu durum, yüksek sıkıştırma oranlarında çalışma olanağı sunmaktadır. Emisyonlar açısından bakıldığında, sıkıştırma oranının artması NO_x emisyonlarının artmasına neden olurken CO , CO_2 ve yanmamış HC emisyonlarının azalmasını sağlar. Performans açısından bakıldığında ise aynı sıkıştırma oranında buji ateşlemeli motorlarda doğalgaz kullanıldığında silindir basıncı azalmaktadır. Doğalgaz, yoğunluğunun az olması nedeniyle benzinli motorlardaki gibi güç üretebilmesi için daha fazla miktarda doğalgazın silindirlere gönderilmesi gerekmektedir. Bu durumda emme manifoldunda emme havasının işgal ettiği hacim azaldığından volumetrik verim azalmaktadır. Dolayısıyla motor gücünde azalma görülmektedir. Ayrıca, motor emme manifoldunda bulunan karıştırıcı (mikser) ve venturi sistemlerinin varlığıyla volumetrik verim daha da azalmaktadır. Avans açısından bakıldığında yakıtın yavaş yanma hızından dolayı avans açısının yaklaşık 10 derece krank açısı ($^{\circ}\text{KA}$) kadar erkene alınması gerekmektedir. Ancak, bu durumda sıkıştırma esnasında pistonu karşı yapılan iş artacağından net işte azalma görülebilir.

Eğer az miktarda hidrojen doğalgaza ilave edilirse hidrojenin laminar alev hızının yüksek olmasından dolayı alev hızı artar ve erkene alınan ateşleme avansı tekrar orijinal değerine getirilebilir. Bu durumda yanma daha kararlı hale gelir [26, 27].

Zheng ve diğerleri [22], doğalgazın direkt yanma odasına püskürtüldüğü tek silindirli buji ateşlemeli bir motorda motor performans ve emisyonlarına sıkıştırma oranının etkisini incelemişlerdir. Sıkıştırma oranını (8, 10, 12, 14) piston yüzeylerini işleyerek değiştirmişlerdir. CNG 8 MPa sabit basınçta yanma odasına püskürtülmüştür. Deneyler % 70 gaz kelebek açıklığında, 1200 ve 1800 d/dk hızlarda, 0,14 MPa, 0,42 MPa ve 0,70 MPa motor yüklerinde yapılmıştır. Çalışmada, sıkıştırma oranının artmasıyla birlikte motor efektif veriminin, maksimum silindir gaz basıncının ve sıcaklığının, ısı dağılım oranlarının, NO_x emisyonlarının arttığını göstermişlerdir. HC, CO, alev gelişim periyodu ve yanma süreleri artan sıkıştırma oranıyla azalmaktadır. Araştırmacılar, performans ve emisyonlar açısından en iyi sıkıştırma oranının 12 olduğunu belirlemişlerdir.

Putrasari ve diğerleri [28] tarafından düşük ve yüksek yük şartlarında buji ateşlemeli bir motorda doğalgaz ve benzin yakıtlarının motor performans ve emisyonlarına etkisi incelenmiştir. Çalışmada doğalgaz için iki farklı yakıt sistemi kullanılmıştır. Birinci sistem; ticari amaçla piyasada satılan doğalgaz dönüşüm kitidir. İkinci sistem ise araştırmacıların kendi tasarladıkları ve geliştirdikleri doğalgaz kitidir. Yapılan deneylerde, düşük yükte her iki kitin maksimum motor gücünün birbirine yakın değerlerde olduğu, ancak yüksek yüklerde tasarlanan doğalgaz kitinin ticari kitin % 10 daha yüksek motor gücü ürettiği görülmüştür. Her iki kit için, tam yükte üretilen CO ve HC emisyonlarının düşük yükte üretilenlerden daha az olduğu görülmüştür.

Tahir ve diğerleri [29], tek silindirli buji ateşlemeli bir motorda doğalgaz ve benzin yakıtlarını kullanarak farklı devirlerde deneysel bir araştırma yapmıştır. Yapılan çalışmada yanma basıncı, ısı transfer karakteristikleri, volumetrik verim ve motor gücü araştırılmıştır. Aynı çalışma şartlarında, doğalgazlı motorun benzinli motora göre silindir basıncının daha az olduğu dolayısıyla da motor gücünün daha az olduğu görülmüştür. Volumetrik verim ise devir sayısı-güç eğrisine benzer bir eğri göstermekle beraber doğalgazlı motorda daha az olduğu görülmüştür.

Geok ve diğerleri [30], tek silindirli, port püskürtmeli, yakıt enjeksiyon sistemine sahip buji ateşlemeli bir motorda CNG ve benzin yakıtlarıyla 1500-5000 d/dk aralığında deneysel bir çalışma yapmıştır. Doğalgaz kullanılmasıyla ÖYT, benzinli motora göre % 24 azalmıştır. Maksimum silindir basınçlarının CNG kullanımında % 13-17 daha az olduğu görülmüştür. CNG'nin alev hızının düşük olmasından dolayı % 33 seviyelerinde daha az ısı dağılım oranı sağladığı ve tutuşma gecikmesinin % 61 uzadığı belirlenmiştir. Bu durum, daha iyi bir motor performansı için ateşleme avansının daha erkene alınması gerektiğini göstermektedir. CNG, indike güç, indike tork ve indike ortalama efektif basınç açısından % 4-14 civarında azalma göstermiştir. Emisyonlar açısından bakıldığında ise CNG'li motorun % 40-87 civarında daha az HC, % 20-98 daha az CO ve % 8-20 daha az CO₂ açığa çıkardığı belirlenmiştir. NO_x emisyonları karışık davranış göstermektedir. Ayrıca, daha önce karbüratörlü olan bu motorda yapılan araştırma ile karşılaştırıldığında port yakıt enjeksiyon sisteminin motor ÖYT'sini ve yakıt dönüşüm verimini (silindire alınan yakıt kütlesinin gerçekte verdiği enerjinin teorik olarak vermesi gerekene oranı) iyileştirdiği görülmüştür [31].

Sezgin ve diğerleri [32] tarafından yapılan bir araştırmaya göre sıralı tipteki dönüşümü yapılmış doğalgaz motorunda % 13 güç azalması meydana gelirken karbüratörlü tipteki dönüşümü yapılmış doğalgaz motorunda % 20 güç azalması meydana geldiği belirtilmektedir.

Jahirul ve diğerleri [33], 1,6 litre 4 silindirli bir benzin motorunda % 50 ve % 80 kelebek açıklığında ve 1500-5000 d/dk aralığında doğalgaz ve benzin yakıtlarının karşılaştırmalı motor performans ve emisyon testlerini yapmışlardır. Doğalgazla çalışmada her iki yük için motor gücünde ve özgül yakıt tüketiminde azalma, egzoz gaz sıcaklığında % 24 civarında artış, motor veriminde % 1,6 artış olduğu görülmüştür. Emisyonlarda, HC, CO ve CO₂ emisyonlarının azaldığı ancak NO_x emisyonlarının % 40 seviyelerinde arttığı görülmüştür.

Dünyanın farklı ülkelerinde elde edilen doğalgazın değişen kompozisyonları İYM'lerin performans ve emisyonlarını etkilemektedir. Wobbe indeksi, doğalgaz kompozisyonuna bağlı olan ve yakıtın alt ısı değeriyle doğru orantılı olarak değişen bir parametredir. Kim ve diğerleri [34], 4 silindirli, 2,5 litre motor hacmine sahip ön yanma odalı dizel motora doğalgaz dönüşümü yaparak buji ateşlemeli bir motora çevirmişlerdir.

Araştırmacılar, doğalgaz yakıt kompozisyonunun farklı yüklerde yanmaya, motor performansına ve emisyonlara etkisini incelemişlerdir. Çalışmada, içerisinde alt ısı değeri en yüksek olan gazın (metan oranı en düşük olan gaz) tam yükte ve tüm devirlerde en yüksek motor momentini ve gücünü ürettiğini göstermişlerdir. Ancak kısmi yükte silindir basınçları ve yakıt dönüşüm verimleri Wobbe indeksine göre farklılıklar göstermektedir. HC emisyonları, yüksek Wobbe indeksli yakıtta en az oluşmaktadır. NO_x emisyonları genelde yakıtın artan Wobbe indeksi değeriyle artmaktadır.

Anderson ve diğerleri [35], iki Honda CIVIC aracı, birinde benzin diğerinde tamamen CNG çalışacak şekilde modifiye ederek şasi test dinamometresinde performans analizleri yapmışlardır. Araç motorları, 1,8 litre üstten tek kam milli, değişken supap zamanlama teknolojisine sahip sıkıştırma oranları sırasıyla 10,6 (benzinli) ve 12,7 (CNG'li) olan 104 kW ve 82 kW gücündedir. Testler sonucunda doğalgazlı aracın % 3-9 daha az oranda yakıt tükettiği görülmektedir. 2430 d/dk hızda yanma analizlerinde doğalgazın silindir basıncının ve ısı açığa çıkış oranının daha fazla olduğu ancak benzinli motorun indike veriminin % 39,1 iken doğalgazlı motorun % 38,9 olduğu görülmüştür. Fakat 1100 d/dk hızda doğalgazın indike veriminin % 30,4 iken benzinli motorda % 30 olduğu görülmüştür. CNG'li motorun teorik veriminin yüksek olmasına rağmen araştırmacılar test sonuçlarına göre doğalgazlı motorun verimini daha düşük bulmuşlardır.

Yukarıda bahsedilen çalışmalar buji ateşlemeli motorlarda doğalgaz kullanımıyla ilgilidir. Dizel motorlarda ek bir modifikasyona gerek duyulmadan kısmi oranlarda veya büyük oranlarda doğalgaz kullanılması mümkündür. Doğalgaz yakıtı, sıralı enjeksiyon veya tek nokta enjeksiyon sistemiyle emme portunda karıştırılarak homojen bir şekilde silindirlere alınmakta ve sıvı dizel yakıtın pilot yakıt olarak püskürtülmesiyle tutuşma başlatılmaktadır. Yapay sinir ağları tekniği kullanılarak yapılan bir araştırmada dizel motorda kısmi oranlarda doğalgaz kullanımının motor gücü, verimi ve özgül yakıt tüketimini iyileştirdiği görülmüştür [36]. Doğalgaz/dizel çift yakıt sistemi, is ve NO_x emisyonlarının azalmasını sağlamaktadır. Fakat bu sistemde karşılaşılan en büyük sorun özellikle kısmi yüklerde ve karışımdaki doğalgaz miktarı arttıkça HC ve CO emisyonlarının artmasıdır [37, 38]. Doğalgaz kullanılan dizel motorda egzoz gaz resirkülasyonu (EGR) uygulamasıyla kısmi yüklerde karşılaşılan HC ve CO emisyon

sorunlarının üstesinden bir miktar gelinmekte fakat normal dizeldeki seviyelere ulaşamamaktadır. NO_x emisyonları ise EGR uygulamasıyla birlikte azalmaktadır. Diğer taraftan, EGR uygulaması efektif verimin düşük yükte bir miktar azalmasına etki ederken yük artışıyla birlikte artmasını sağlamaktadır. CO_2 emisyonları, dizel-CNG çalışmasında artan EGR oranlarıyla artmakta fakat dizel seviyelerine ulaşmamaktadır. Çift yakıtla çalışmada doğalgazın emme kanalından verilmesiyle tutuşma gecikmesinin fiziksel ve kimyasal süreçleri artırmasından dolayı tutuşma gecikmesinde artışa sebep olmaktadır [39]. Doğalgaz-dizel çift yakıt sisteminde emme havası sıcaklığının özellikle CO emisyonları ve özgül yakıt tüketimini iyileştirdiği görülmektedir. Ancak, bu durumda silindir sıcaklığı arttığından NO_x emisyonları olumsuz etkilenmektedir [40]. Sun ve diğerleri [23], devir sayısı açısından bakıldığında CO emisyonlarının devir sayısı ile değişmediğini vurgulamışlardır. Papagiannakis ve diğerleri [40], NO_x ile HC emisyonları arasında ters bir ilişki olduğunu vurgulamaktadır. Birinin azalması durumunda diğeri artmaktadır. Başka bir çalışmada, en iyi yanma ve motor performansının kısa püskürtme aralıkları, erken enjeksiyon, daha kısa enjeksiyon süresi ve daha yüksek enjeksiyon basınçlarında sağlandığı belirtilmektedir [41].

Yousefi ve diğerleri [42, 43], CNG ve dizel yakıtlarıyla deneysel ve simülasyon çalışmaları yapmışlardır. Tek silindirli, ortak hat yakıt enjeksiyon sistemine sahip bir dizel motorun ön enjeksiyon zamanlaması ve süresi kontrol edilmiştir. Ana enjeksiyon zamanı üst ölü noktadan önce (ÜÖNÖ) sabit 10 °KA'dır. Özellikle, düşük yük şartlarındaki azalan efektif verimle birlikte yüksek CO ve yanmamış CH_4 emisyon problemlerini inceleyen araştırmacılar ön enjeksiyon zamanlamasını erkene aldıklarında efektif verimin % 6 geliştiğini, CO emisyonunun % 61 azaldığını, yanmamış metan emisyonunun % 62 azaldığını göstermişlerdir. Ancak, NO_x emisyonları % 74 artmıştır. Araştırmacılar, ön enjeksiyonu ÜÖNÖ 50 °KA'ya aldıklarında ÜÖNÖ 10 °KA tek ana enjeksiyon çalışma durumuna göre NO_x emisyonlarının aynı kaldığını, CO ve yanmamış metan emisyonlarının % 63 ve % 60 oranında azaldığını, efektif verimin ise % 8,9 oranında arttığını belirtmişlerdir. Sadece ana enjeksiyon yapıldığında ve enjeksiyon zamanı ÜÖNÖ 46-50 °KA kadar erkene alındığında NO_x , yanmamış metan ve CO emisyonlarının sırasıyla % 65,8, % 83 ve % 60 oranlarında azaldığını, bunun yanı sıra efektif verimin % 7,5 arttığını göstermişlerdir.

Metan, biyodizel ile birlikte kullanıldığında ise bütün çalışma şartlarında tutuşma gecikmesinin arttığı görülmektedir. Tam yük şartlarında yanmamış CH_4 , CO ve is emisyonları önemli oranda azalmıştır, NO_x emisyonlarında değişme görülmemiştir [44]. Çift yakıt sisteminde, biyodizel miktarı artışının motor performansı, yanma gürültüsü ve vuruntuyu iyileştirdiği görülmektedir. HC ve CO emisyonları biyodizel/CNG kullanımında enjeksiyon avansı ile artış gösterirken devir ile azalmaktadır. Motorda sıkıştırma oranı artarken CO emisyonları artmış HC emisyonları azalmıştır [45]. Düşük yüklerde meydana gelen emisyon ve performans kayıplarından dolayı Ergen [46], pilot yakıt olarak biyodizel ve doğalgaza fumigasyon katkı maddesi olarak diglyme kullanmıştır. Çalışmada, HC ve CO emisyonlarında önemli oranda azalma tespit edilirken, ÖYT ve efektif verimde artış gözlenmiştir.

Nwafor yaptığı çalışmada, doğalgaz kullanılan çift yakıtlı bir dizel motorda pilot yakıt olarak kanola yağı ve kanola metil esterleri kullanmıştır [47]. Araştırmacı, ÖYT'nin kanola yağı/doğalgaz karışımlarının ÖYT değerlerinin tüm yüklerde dizel/doğalgaz karışımlarından daha iyi sonuç verdiğini göstermişlerdir. Ancak, tutuşma gecikmesinin kanola yağı/doğalgaz karışımlarıyla özellikle düşük yüklerde en fazla olduğu fakat tam yük bölgelerinde dizel/doğalgaz karışımlarından daha az olduğu görülmektedir. Yanmamış hidrokarbon emisyonları ise kanola metil esterleri/doğalgaz kullanımı durumunda diğer yakıt karışımlarına göre daha az olduğu görülmüştür.

Carlucci ve diğerleri [48], tek silindirli ortak hatlı bir dizel motorda metan yakıtını emme manifoldundan vererek farklı devir ve yüklerde dizel ve metan enjeksiyon basıncı ve miktarının etkilerini incelemişlerdir. Maksimum silindir basıncı ve ısı dağılımı üzerine en etkili parametrenin yakıt miktarı olduğu görülmektedir. Pilot yakıt miktarının artmasıyla ön karışimli yanma fazının arttığı ve sıcaklıkların yükseldiği görülmektedir. Pilot yakıt basıncı azalırken CO miktarı artmakta ve NO_x miktarı azalmaktadır. Bu durumun da yine sıcaklıkla ilgili olduğu belirtilmektedir. Pilot yakıt miktarı azaldığı zaman HC emisyonlarının arttığı görülmektedir. PM emisyonları pilot yakıt miktarıyla değişmemektedir.

Hosmath ve diğerleri [49] tek silindirli, dört zamanlı bir dizel motorda yakıt olarak Honge yağı metil esterleriyle yaptığı çalışmada yanma ve emisyonlar üzerine gaz akış oranının ve sıkıştırma oranının etkisini incelemişlerdir. Sabit sıkıştırma oranında gaz

akış oranı arttıkça, efektif veriminin, maksimum ısı dağılım oranının ve basıncın azaldığını, tutuşma gecikmesi ve yanma süresinin arttığını, NO_x , CO ve duman koyuluğunun azaldığını ancak HC emisyonlarının arttığını göstermişlerdir. Sıkıştırma oranı arttıkça efektif veriminin, NO_x emisyonlarının, pik basıncın, ısı dağılım oranının arttığı, HC, CO, duman koyuluğu, tutuşma gecikmesi, yanma süresinin azaldığı görülmektedir. Ayrıca, enjeksiyon zamanlamasının değiştirildiği çalışmada efektif veriminin NO_x emisyonunun, tutuşma gecikmesinin, pik basıncın, ısı dağılım oranının ve yanma süresinin enjeksiyon zamanının erkene alınmasıyla arttığı görülmektedir.

Zhang ve diğerleri [50], altı silindirli turboşarjlı ortak hat yakıt enjeksiyon teknolojisine sahip bir dizel motorda tüp LNG kullanımının farklı motor yükü ve devirlerinde yanma performansı ve emisyonlarına etkisini incelemişlerdir. Doğalgaz oranının artmasıyla HC emisyonunun özellikle düşük yüklerde, CO emisyonunun ise özellikle yüksek yüklerde önemli oranda arttığını göstermişlerdir. NO_x emisyonlarının gaz miktarıyla değişmediği ancak artan yüklerle birlikte arttığını göstermişlerdir. İS emisyonunun her iki devir sayısında da artan gaz yakıt miktarıyla ve özellikle yüksek yüklerde önemli oranda azaldığını göstermişlerdir. Yakıt tüketiminin yüksek doğalgaz oranlarında ve yüksek yüklerde en uygun değerleri verdiğini tespit etmişlerdir.

Dizel motorlarda yakıt olarak hidrojen yakıtının kullanılabilirliği araştırılmaya devam etmektedir. Hidrojenin, yüksek oktan sayısı, yüksek alev ilerleme hızı, yüksek kütleli alt ısı değeri, geniş alevlenme aralığı ve yapısında karbon atomu bulundurmaması öne çıkan en önemli özellikleri arasındadır. Tek başına kullanılması çok pahalı olacağından ve İYM'lerde ciddi bir modifikasyon gerektireceğinden ancak ana yakıtlarla birlikte küçük oranlarda kullanılması, avantajlarından yararlanmaya olanak sağlamaktadır. Dizel motorların en büyük problemi olan İS ve NO_x emisyonları motor üreticilerini farklı arayışlara sürüklemektedir. Bunun için dizel partikül filtresi veya katalitik konvertör gibi yüksek maliyetli çözümler geliştirilmiştir. Dizel motorda ek yakıt olarak hidrojen kullanımı emisyon azaltmak için alternatif bir yol olarak görülmektedir. Hidrojen/dizel çift yakıt çalışma sistemlerinde yapılan araştırmalarda tüm yüklerde CO, HC, İS ve CO_2 emisyonlarının azaldığı görülmektedir. Fakat, NO_x emisyonları tam ve orta yüklerde artarken düşük yüklerde azalmaktadır [51-55]. Ayrıca, artan hidrojen oranlarında maksimum silindir basıncı ve yanma gürültüsü artmaktadır. Bunu azaltmak için enjeksiyon zamanlaması geciktirilmektedir [51]. Efektif verim, hidrojenin yanma

verimiyle benzer eğilim göstermektedir. Benzer şekilde, egzoz yoluyla atılan yanmamış hidrojen miktarı değişimi efektif verim değişimiyle benzer eğilim göstermektedir. Düşük yükte hidrojen gazının eklenmesi motor efektif veriminin önemli oranda azalmasına neden olmaktadır [56]. Hidrojenin yüksek yüklerde verilmesi, yanma veriminin yüksek olmasına ve yanmamış hidrojenin azalmasına yol açacağından efektif verim artmaktadır [56]. Yanma açısından bakıldığında hidrojenin geri tepme ve yüksek vuruşu oluşturmaları en önemli dezavantajları olarak görülmektedir. Silindir basıncının ve buna bağlı olarak ısı dağılım oranının düşük yüklerde artan hidrojen miktarıyla azaldığı, orta ve tam yüklerde ise artan hidrojen miktarıyla arttığı görülmektedir [57].

Zhou ve diğerleri [58], 4 silindirli, 4 stroklu doğal emişli bir dizel motorda dizel ve hidrojen yakıtlarıyla yaptıkları çalışmada motor efektif verimini, yanma ve emisyonlara etkisini incelemişlerdir. Gaz yakıtlarla çalışmada, maksimum silindir basıncının düşük yüklerde dizele göre daha az olduğu fakat yüksek yüklerde bilhassa yüksek hidrojen oranıyla büyük ölçüde arttığı gözlenmiştir. Bu değişimlerin ısı dağılımındaki değişimlerle ve yanma verimiyle ilişkilendirildiği çalışmada, düşük yüklerdeki yanma veriminin kötüleşmesi başlıca etken olarak gösterilmektedir. Çalışmada, motor efektif veriminin ve ÖYT'sinin düşük yüklerde hidrojen eklenmesiyle bozulduğu görülmüştür. Yüksek yüklerde ve yüksek hidrojen oranında hidrojenin hızlı yanma özelliği, yüksek ısı değeri ve yüksek yanma verimi basıncın ve ısı dağılımının önemli oranda artmasına ve efektif verimin ve yakıt ekonomisinin iyileşmesine neden olmuştur. Ayrıca, araştırmacılar dizel motorda hidrojen kullanımında ısı dağılımının üç fazdan oluştuğunu ve bunların sırasıyla dizel ön karışımli yanma fazı, hidrojen ön karışımli yanma fazı ve dizel-hidrojen difüzyon yanma fazıdır. Araştırmacılara göre ısı dağılımı üzerinde bu fazların net bir noktası gösterilememektedir.

Suzuki ve diğerleri [59], ortak hatlı dizel motorda değişik yük şartlarında farklı oranlarda hidrojen ve dizel yakıtlar ile deneysel bir çalışma yapmışlardır. Düşük güç (20 kW) çalışması altında karışımındaki hidrojen oranı arttıkça CO, CO₂ ve HC miktarının azaldığını, NO_x emisyonlarının dizel çalışmasına göre arttığını ancak yüksek oranda hidrojen miktarının NO_x emisyonunu düşürdüğünü ve dizele göre hidrojen kullanımında ısı veriminin azaldığını göstermişlerdir. Çalışmada, yüksek güç şartlarında (60 kW) karbon içeren emisyonların iyileştiği veya aynı seviyede kaldığı, is emisyonlarının ise büyük oranda azaldığı belirtilmektedir. Tsujimura ve Suzuki [60], silindir kafa

sıcaklıkların karışımındaki hidrojen miktarıyla arttığını, bunun sebebinin de alev ilerleme hızından dolayı oluştuğunu belirtmektedir. Ancak, yakıt fazlalık katsayısı belirli bir değeri aştığında (0,35) anormal yanma (vuruntu vb) meydana gelmesi hidrojenin dizel motorlarda belirli bir orana kadar sınırlandırılması gerektiğini göstermektedir.

Lee ve diğerleri [61], tek silindirli, buji ateşlemeli, sıkıştırma oranı 10,5 olan bir motorda hidrojenden kaynaklanan geri tepme probleminden dolayı emme supabının açılma zamanlamasının ertelenmesiyle ilgili deneysel bir çalışma yapmışlardır. Böylece ön karışımli olarak emme kanalında biriken hidrojen hava karışımının tutuşmasını ve geri tepme yapmasını önlemektedirler.

Lilik ve diğerleri [62], 2,5 litre, turboşarjlı, ortak hat yakıt enjeksiyon teknolojisine sahip bir dizel motorda % 2,5, % 5, % 7,5, % 10 ve % 15 oranlarında hidrojen gazını emme manifoldundan silindirlere göndererek deneysel bir çalışma yapmışlardır. Deneylerde, hidrojen oranı arttıkça motor elektronik kontrol ünitesinin (EKÜ) enjeksiyon zamanlamasını önemli oranda geciktirdiği gözlemlendi. Hidrojen oranının artmasıyla NO ve NO₂ oranlarında önemli değişimler gözlemlenmiştir. Bazı çalışma şartlarında NO₂ miktarının NO miktarından daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum, bilgisayar ortamında simülasyon çalışmalarıyla da benzerlik göstermiştir. Ayrıca, araştırmacılar hidrojen-dizel çift yakıt çalışmasında hidrojen oranı arttıkça özgül enerji tüketiminin arttığını göstermişlerdir.

Dimitriou ve diğerleri [63], dört silindirli, 5,2 litre motor hacmine sahip bir dizel motorda, 20 kW ve 40 kW motor güçlerinde, emme manifoldundan farklı enerji oranlarında hidrojen gazını silindirlere vererek dizel-hidrojen çift yakıt deneysel çalışması yapmışlardır. Farklı EGR oranları, dizel basınçları ve enjeksiyon şartlarında yapılan deneylerde CO ve CO₂ emisyonları azaltılmıştır. Efektif verimin düşük yükte azaldığı orta yükte ise artan hidrojen oranıyla iyileştiği görülmüştür. Efektif verimdeki azalmanın yanmamış hidrojen emisyonlarından kaynaklandığını belirtmişlerdir.

Chintala ve Subramanian [64], 19,5 sıkıştırma oranına sahip bir dizel motorda sıkıştırma oranını azaltarak hidrojen oranının artırılması konusunda deneysel bir çalışma yapmışlardır. Hidrojen oranını yükseltmek için sıkıştırma oranları 19,5'ten 16,5'e ve 15,4'e düşürülmüştür. Deneyler 1500 d/dk hızda ve tam yük şartlarında yapılmıştır. 19,5 sıkıştırma oranında % 19 olan hidrojen enerji oranı, 16,5 sıkıştırma oranı için % 59'a,

15,4 olan sıkıştırma oranı için % 63'e artırılmıştır. Efektif verim hidrojen oranının artmasıyla artmış fakat sıkıştırma oranının azalmasıyla azalmıştır. HC ve CO emisyonları bütün sıkıştırma oranlarında artan hidrojen oranıyla birlikte azalmış ve sıfıra ulaşmıştır.

Son zamanlarda yapılan çalışmalarda LNG'nin emme kanalından ön karışımli olarak veya direkt yanma odasına püskürtülerek İYM'lerin kontrol edildiği görülmektedir. Bu çalışma sisteminde pilot yakıt olarak yine dizel kullanılmaktadır. CNG'nin düşük alev hızından dolayı dizel yakıt erken püskürtülerek özellikle düşük yüklerde uzun süreli tutuşma gecikmesinin meydana getirdiği büyük basınç artış oranları telafi edilebilmektedir [65]. Direkt enjeksiyon, volumetrik verimi artırmanın yanı sıra yüksek yakıt basıncıyla silindir içerisindeki türbülansı artırır. Emme kanalına püskürtüldüğünde ise düşük devirlerde torku artırdığı (% 31) ve özgül yakıt tüketimini değiştirmedeği görülmüştür. Bu durum aracın ivmelenme süresine etki edeceğinden daha kısa sürede ivmelenme sağlamaktadır [66, 67]. LNG, CNG ile kıyaslandığında daha yüksek volumetrik verimle çalışmaktadır. Dizel ile kıyaslandığında LNG, daha az ÖYT, efektif verim ve volumetrik verim üretmektedir. NO_x ve CO₂ daha az iken özellikle düşük yüklerde HC ve CO emisyonları CNG'de olduğu gibi LNG yakıtı ile artış göstermektedir [68, 69].

Ülkemizde dizel ve benzin yakıtlarının yüksek fiyatlarından dolayı daha ucuz olan LPG dönüşüm sistemlerine yoğun ilgi gösterilmektedir. Akaryakıt istasyonlarında LPG oldukça yaygınlaşmışken CNG yaygınlaşmamıştır. LPG'den daha ucuz olmasına rağmen, yakıt istasyonlarının az sayıda olması ve servis ağının kısıtlı olması CNG'nin yaygınlaşmasını engellemiştir. Diğer ülkelerdeki mevcut araçların CNG dönüşümünün ve kullanımının teşvik edilmesi ve bu araçlarda araştırma geliştirme çalışmalarının yoğunlaştırılması sonucu dünyadaki doğalgazlı araç sayısı 26 milyonu geçmiştir [3, 4].

Bunun yanında, ulaşım alanında karayolu taşıtlarıyla kıyaslandığında sayıları daha az olmasına rağmen deniz yolu taşımacılığının vazgeçilmez araçları olan gemilerin motorlarında sıkı emisyon yasaları uygulanmaya başlamıştır. Gemilerden salınan emisyonlar, küresel bazda gaz emisyonlarının % 2-3'ünü oluşturmaktadır. Gemilerin devasa büyüklükteki dizel motorları göz önüne alındığında bu motorlardan salınan emisyonların azaltılması amacıyla gemilerde çift yakıt uygulaması yaygınlaşmaktadır.

LNG'nin gemilerde kullanılan ağır fuel-oil yakıtına göre % 60 daha ucuz olması gaz yakıt kullanımını motive eden diğer bir etkidir. [70-72].

Dizel motorlar, tamamen doğalgazla çalışacak şekilde buji ateşlemeli motora çevrildiğinde ciddi yapısal değişikliklere ihtiyaç duyulmaktadır. Doğalgaz, yüksek oktan sayısına sahip olmasına rağmen mevcut dizel motor sıkıştırma oranında vuruntu olması kaçınılmazdır. Diğer taraftan orijinal buji ateşlemeli motorda tamamen doğalgaz kullanıldığında sıkıştırma oranını artırarak motor verimini yükseltmek mümkündür [73]. Middleton ve diğerleri [74] yaptıkları modifikasyonlarla dört silindirli, 17,5 sıkıştırma oranına sahip bir dizel motoru % 100 CNG kullanılan buji ateşlemeli bir motora dönüştürmüşlerdir. Araştırmalarında 11 ve 12 sıkıştırma oranlarında iki farklı piston şekli ile (silindirik ve açık yanma odalı) yanma, güç ve emisyon performanslarını incelemişlerdir. Motorda sıralı enjeksiyon sistemini kullanarak yaptıkları çalışmada silindirik yanma odasının ve 12 sıkıştırma oranının en fazla güç ve yanma performans değerleri sağladığını, HC emisyonlarının azaldığını ancak NO_x emisyonlarının yükseldiğini görmüşlerdir. Ayrıca, ateşleme avans açısının daha erkene alındığında NO_x emisyonlarının arttığını ve ÖYT'nin azaldığını göstermişlerdir. Sıralı enjeksiyon sistemine dönüşümü yapılan CNG motorunun Euro 3 emisyon standartlarını karşıladığı görülmüştür. Chandra ve diğerleri [75], dizel motordan dönüştürdükleri tek silindirli buji ateşlemeli bir motorda farklı ateşleme avanslarında doğalgaz ve iki farklı biyogazın sabit devirde motor performansına etkisini incelemişlerdir. Dizele göre kıyaslandığında dönüşüm yapılan buji ateşlemeli motorda motor gücü % 31,8 ile % 46,3 oranında azalmıştır. Sagar ve Agarwal [76], tek silindirli bir dizel motoru buji ateşlemeli motora çevirerek hidrojen ve doğalgazı birçok farklı oranda kullanmışlardır. Motor performansı ve yanma karakteristiklerini inceledikleri çalışmada, H_2/CNG karışımlarındaki hidrojen oranının artmasıyla genel motor performansı ve yanmanın iyileştiğini, buna karşılık vuruntu eğiliminin arttığını tespit etmişlerdir. Egzoz gaz sıcaklığının tüm yüklerde hidrojen oranının artmasıyla azaldığı görülmektedir. En iyi karışım oranının % 30 H_2/CNG karışımı olduğunu göstermişlerdir.

Wang ve diğerleri [77], tek silindirli bir dizel motoru direkt enjeksiyonlu buji ateşlemeli bir motora dönüştürmüşlerdir. Sıkıştırma oranı 12 olarak düzenlenen motorda farklı yüklerde doğalgaz/hidrojen yakıt oranlarının motor performansı, emisyon ve yanma karakteristiklerine etkisini incelemişlerdir. Efektif verimin düşük ve orta yükte artan

hidrojen oranıyla birlikte arttığını, yüksek yükte ise sabit kaldığını göstermişlerdir. Isı dağılımının, özellikle düşük yükte belirgin bir şekilde artan hidrojen oranıyla birlikte daha erken ve daha yüksek değerde oluştuğu, basınç artış oranının da hidrojen oranıyla birlikte arttığı gösterilmektedir. HC ve CO₂ emisyonlarının hidrojen oranıyla birlikte azaldığı görülmektedir. NO_x emisyonlarının hidrojen oranıyla birlikte yüksek yükte belirgin bir şekilde arttığını göstermişlerdir.

Benzer şekilde, Bhasker ve Porpatham [78], tek silindirli, 17,5 sıkıştırma oranına sahip bir dizel motoru buji ateşlemeli bir motora dönüştürmüşlerdir. 10,5, 11,5 ve 12,5 sıkıştırma oranlarında % 5 ve % 10 hidrojen eklemenin motor performansı, emisyonu ve yanma parametrelerine etkisini incelemişlerdir. 12,5 sıkıştırma oranında motor veriminin % 30,2 arttığını göstermişlerdir. Hidrojenin fakir çalışma limitlerinin yüksek olması, metan çalışmasıyla 0,5 olan eşdeğerlik oranının % 10 hidrojen eklenmesiyle 0,42'ye kadar azalmasına katkı sağlamıştır. Silindir basıncının sıkıştırma oranı artışıyla ve % 5 hidrojen eklenmesiyle arttığını göstermişlerdir. Ayrıca, araştırmacılar hidrojen eklenmesiyle ısı dağılımının ve toplam ısı dağılımının arttığını göstermişlerdir. Çalışmada, HC emisyonlarının sıkıştırma oranı artışıyla ve hidrojen eklenmesiyle büyük oranda azaldığı görülmüştür. CO₂ emisyonu sıkıştırma oranıyla artarken, NO ve NO_x emisyonlarında önemli bir değişim görülmemektedir.

Tangöz ve diğerleri [79], 3,9 litre hacminde ve 17,5 sıkıştırma oranında olan bir dizel motoru buji ateşlemeli motora dönüştürmüşlerdir. 15, 12,5 ve 9,6 sıkıştırma oranlarında ve 1500 d/dk hızda yaptıkları testlerde CNG içerisine % 5, % 10 ve % 20 oranlarında hidrojen ilave ederek çalışmalar yapmışlardır. Sıkıştırma oranı azalırken, hidrojen eklenmesiyle tork değerleri artmıştır ve CNG yakıtı azalan sıkıştırma oranı ve artan hava yakıt oranıyla performans kayıpları meydana getirmiştir. Silindir basınçları, tüm sıkıştırma oranlarında hidrojen eklenmesiyle artmıştır. Tepe açıları ise artan hidrojen ve sıkıştırma oranıyla üst ölü noktaya yaklaşmaktadır. NO_x emisyonları, tüm sıkıştırma oranlarında artan hidrojen miktarıyla birlikte artmıştır. CO ve HC emisyonları konusunda araştırmacılar Euro 6 emisyon standardına katalitik konvertör kullanmaksızın ulaşabildiklerini belirtmektedirler.

Poompipatpong ve Cheenkachorn [80], 22 sıkıştırma oranına sahip bir dizel motoru buji ateşlemeli motora dönüştürerek dört farklı sıkıştırma oranında doğalgaz yakıtının

performans ve emisyonlar üzerine etkisini incelemişlerdir. Öncelikle orijinal sıkıştırma oranında 1600 ve 2600 d/dk hız aralığında dizel ile deneyler yapmışlardır. Daha sonra, 9, 9,5, 10, 10,5 sıkıştırma oranlarında testler yapmışlardır. Doğalgaz dönüşümünde dizele göre efektif verimde artış görülmüştür. Çalışmaya göre 9,5 sıkıştırma oranında en yüksek efektif verim ve en düşük ÖYT elde edilmiştir. Sıkıştırma oranı 10 olduğunda ise düşük hızda en yüksek tork elde edilmiştir. HC emisyonları büyük oranda sıkıştırma oranına bağlıken NO_x emisyonları 10 sıkıştırma oranına kadar artmış daha büyük sıkıştırma oranlarında azalmıştır.

CNG ve hidrojen gaz yakıt karışımlarının (HCNG) farklı oranlarda benzinli motorlarda alternatif yakıt olarak kullanımıyla ilgili literatürde karşımıza birçok çalışma çıkmaktadır [76-79, 81-91]. Ma ve diğerleri [81], altı silindirli, 6,2 litre motor hacmine sahip turboşarjlı ara soğutuculu buji ateşlemeli bir motorda sıkıştırma oranı ve ateşleme avansının motor performansına ve yanma karakteristiklerine etkisini incelemişlerdir. Sıkıştırma oranı arttıkça motor torku ve veriminin arttığı, pik basınçların arttığı ve maksimum tork için ateşleme avansının düşürülebileceği gösterilmiştir.

Huang ve diğerleri [82], tek silindirli buji ateşlemeli bir motorda yaptıkları çalışmada hidrojen-CNG karışımındaki hidrojen oranı artışının motor verimini, ortalama efektif basıncı artırdığını ve yanma süresini kısalttığını göstermişlerdir. Ateşleme avansının artmasıyla HC emisyonlarında azalma, NO_x emisyonlarında artış ve CO emisyonlarında çok az bir değişim meydana gelmiştir. Karışımındaki hidrojen miktarı artışının HC ve NO_x emisyonlarını azalttığı görülmüştür.

Liu ve diğerleri [83], bir dizel motoru port yakıt enjeksiyon sistemine dönüştürmüşlerdir. Yakıt olarak hidrojen ve CH_4 yakıtlarını enjektörden sıvı formda püskürterek motor performansı, yanma ve emisyonlarını incelemişlerdir. Karışımındaki hidrojen oranının artmasıyla motor veriminin, silindir basıncının ve NO_x emisyonlarının arttığı görülmüştür. Diğer taraftan ÖYT'nin, HC, CO ve CO_2 emisyonlarının azaldığı görülmüştür. Isı dağılımı ise hidrojen oranının artmasıyla birlikte hem artmış hem de üst ölü noktaya doğru kaymıştır.

Lim ve diğerleri [84], 11 litre motor hacmine sahip buji ateşlemeli bir motorda CNG ve HCNG30 (% 70 CNG, % 30 H_2) yakıtlarını kullanarak iki farklı sıkıştırma oranında (10,5 ve 11,5) çalışmalar yapmıştır. Efektif verim gelişiminin CO_2 emisyonlarını önemli

oranda düşürdüğü görülmüştür. Araştırmacılar, azalan yanma süresinin CO emisyonu artışında rol oynadığını belirtmiştir. HCNG30 yakıt karışımında, NO_x emisyonları 1,9 hava fazlalık katsayısı (HFK) değerinde sıkıştırma oranı 10,5 iken 11,5'e göre % 215 artmış, aynı sıkıştırma oranında (10,5) HFK 1,8'de ise % 12,7 azalma göstermiştir. Araştırmacılar CNG yakıtı göre kıyaslama yaptıklarında, efektif verimin % 6,5 arttığını, NO_x emisyonlarının % 75'ten daha fazla azaldığını belirtmişlerdir.

Park ve diğerleri [85] 11 litre buji ateşlemeli bir motorda %70 CNG ve % 30 hidrojen gazlarından oluşan karışımla iki farklı sıkıştırma oranında (10,5 ve 11,5) deneysel çalışma yapmışlardır. Araştırmacılar, sıkıştırma oranı arttığında, CO_2 emisyonlarının azaldığını ve efektif verimin % 6,5 oranında geliştiğini göstermişlerdir. Ayrıca, artan sıkıştırma oranıyla NO_x emisyonları önemli oranda artmaktadır. Zengin karışım durumlarında vuruntu oluşumundan kaçınmak için ateşleme zamanının geciktirilmesi gerektiği belirtmişlerdir. Ayrıca, karışımda % 30 hidrojen kullanıldığında fakir çalışma sınırının 1,7'den 1,8'e yükseldiğini göstermişlerdir. Benzer şekilde, Lee ve diğerleri [86] % 70 metan % 30 hidrojen karışımından oluşan yakıt ile buji ateşlemeli motorda rölanti şartlarında yaptıkları deneylerle fakir çalışma şartlarında HFK'nın 1,5'den 1,6'ya yükseldiğini göstermişlerdir.

Moreno ve diğerleri [87] farklı oranda hidrojen ve metan karışımlarıyla, farklı devir ve yüklerde iki silindirli buji ateşlemeli bir motorda deneysel bir çalışma yapmışlardır. Metan gazındaki hidrojen oranının artmasıyla tüm devirlerde silindir basıncı ve basınç artış oranlarının arttığını ancak tüm karışım oranlarında benzinden daha az olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca, hidrojen miktarının artışıyla birlikte silindir basıncı ve basınç artış oranlarının tepe noktalarının üst ölü noktaya (ÜÖN) yaklaştığını göstermişlerdir. Isı dağılım oranı için de basınçtakine benzer bir durum olduğunu göstermişlerdir. Ortalama indike basınç değişim katsayısının artan hidrojen oranıyla birlikte azaldığını göstermişlerdir. Efektif verim, fakir karışımlarda artan hidrojen oranlarına göre genel olarak artarken stokiometrik çalışma durumunda hidrojen oranına göre farklı değişimler göstermiştir.

Açıkgöz ve Çelik [88, 89], farklı oranlarda hidrojen ve metan yakıtlarının kullanıldığı buji ateşlemeli bir motorda farklı devirde yaptıkları araştırmada metan içerisindeki hidrojen oranı artışının NO_x , HC ve CO_2 emisyonlarını azalttığını ancak CO

emisyonunu artırdığını göstermiştir. ÖYT değerlerinin düşük hızlarda hidrojen oranıyla arttığı, yüksek hızlarda azaldığı gösterilmiştir. Ayrıca, motor efektif veriminin hidrojen oranı artışıyla arttığı gösterilmiştir.

Hora ve Agarwal [90], tek silindirli buji ateşlemeli 12 sıkıştırma oranına sahip bir motorda CNG yakıtına % 10, % 20 ve % 30 oranlarında hidrojen yakıtı ekleyerek 1500 d/dk sabit motor hızında ve farklı yüklerde (2,98 bar, 4,10 bar, 5,30 bar ve 6,18 bar ortalama indike basınç) motor performansı, yanma ve emisyonları üzerine deneysel bir araştırma yapmışlardır. Artan hidrojen oranının motor efektif verimini, özgül yakıt tüketimini ve özgül enerji tüketimini geliştirdiğini, egzoz gaz sıcaklığının azaldığını göstermişlerdir. HFK artan yüklerle birlikte azalmakta ve stokiyometrik karışım şartlarına yaklaşmaktadır. Motor, en yüksek yükte (6,18 bar ortalama indike basınç) çalışırken hava fazlalığının 0,8-0,9 değerleri arasında değiştiğini göstermişlerdir. Yanma parametreleri açısından bakıldığında, hidrojen oranı artışıyla silindir basıncının, basınç artış oranının ve ısı dağılım oranının artmasına ve maksimum değerlerin meydana geldiği krank açısının daha erken oluşmasına neden olduğunu göstermişlerdir. Yanma süresinin ve kütleli yanma oranlarının (% 10, % 50 ve % 90), hidrojen miktarının artmasıyla kısaldığını göstermişlerdir. Emisyonlar açısından bakıldığında hidrojen miktarının artmasıyla, NO emisyonlarının arttığı, CO, CO₂ ve HC emisyonlarının azaldığı gözlenmiştir. Hora ve Agarwal [91], aynı motorda sıkıştırma oranını 10'a ve 11'e azaltarak yaptıkları deneysel çalışmada hidrojen oranını da % 20 ve % 30 oranlarında kullanmışlardır. Hidrojen oranı değişimiyle önceki çalışmalarına benzer sonuçlar elde etmişlerdir. Sıkıştırma oranı azaltıldığında ise efektif verimin azaldığı ve özgül enerji tüketiminin arttığı, egzoz gaz sıcaklığının arttığı gözlenmiştir. Emisyonlar açısından ise CO₂ emisyonunun arttığı, HC, CO ve NO emisyonunun azaldığı gözlenmiştir.

Ülkemizde her geçen gün artan nüfusla beraber ulaşım sektöründe kullanılan araçların sayısı da hızla artmaktadır. Geçmiş senelerde toplu taşıma araçlarında tamamen dizel yakıtı kullanılırken sonraki yıllarda motorlarda kısmen (% 10-30) doğalgazla birlikte dizel kullanılmıştır. Günümüzde ise birçok toplu taşıma aracında motorda yapılan modifikasyonlarla % 100 doğalgaz kullanılmaktadır. Yakın gelecekte ise başta büyükşehir belediyeleri olmak üzere ülkemizdeki toplu taşıma hizmeti veren özel ve kamu kuruluşlarındaki araçlarda yakıt olarak doğalgaz kullanacağı tahmin edilmektedir.

Gürsoy [92], İETT (İstanbul Elektrik, Tramvay ve Tünel İşletmeleri) filosundaki % 100 CNG'li otobüsleri inceleyerek örnek bir güzergâhta maliyet analizleri yapmıştır. Kâğıthane garajı analizlerine göre, tamamen doğalgazlı bir otobüs 100 km mesafede 65-70 m³ CNG tüketmektedir. 49G hattında çalışan üç farklı otobüsün günlük km ve yakıt tüketim değerleri kaydedilmiştir. Buna göre, bu otobüslerin ortalama yakıt tüketim miktarları 0,72, 0,68 ve 0,75 m³/km olarak belirlenmiştir.

Farklı ülkelerdeki şehir otobüslerinde yapılan deneysel çalışmalarda, yakıt ekonomisi ve kirlletici emisyonları açısından CNG'nin doğrudan veya dizel ile birlikte kullanıldığında CO₂, NO_x, HC ve partikül madde emisyonlarını azalttığı görülmektedir. Üç yollu katalitik konvertörün çok iyi bir performans gösterdiği ancak stokiometrik durumda CO emisyonlarında artış meydana getirdiği görülmüştür. Çin'de dizel motorlu otobüslerin CNG'li otobüslere göre daha düşük CO ve HC emisyonu oluşturduğu, ancak NO_x ve partikül madde emisyonunun daha fazla olduğu görülmüştür. Bangladeş gibi hava kirliliği kritik seviyelerde olan ülkelerde ise araçlarda CNG'ye dönüşüm için hükümet teşvik vermektedir ve dönüşüm sayesinde partikül madde emisyonları yaklaşık % 10 azalmıştır. En fazla sera gazı emisyonu yayan ülkeler arasında 10. sırada bulunan İran, gaz üretiminde Rusya'yı geçerek dünyada ilk sıraya yükselmiştir ve benzin tüketimini azaltmak için son yıllarda doğalgazlı araçların ve yakıt dolum istasyonlarının sayısının artmasını sağlamıştır. Şu anda Dünya'da CNG'li araç filosu en fazla olan ülkelerden biri İran'dır ve yaklaşık 3000 CNG yakıt dolum istasyonuna sahiptir [93-99]. 2020 yılında tahmini CNG dolum istasyonu artışının 4500 civarında olması ve toplam araç sayısının % 70'inin CNG'li olması beklenmektedir.

Genovese ve diğerleri [100], iki otobüste metan gazına % 5, % 10, % 15, % 20, % 25 oranlarında hidrojen ekleyerek gerçek yol şartlarında testler yapmışlardır. Hidrojen oranının artmasıyla HC, CO ve CO₂ emisyonları metan yakıtına göre azalmıştır. NO_x emisyonları % 15 hidrojen oranına kadar azalırken % 20 ve % 25 hidrojen oranlarında NO_x artış göstermiştir. Ayrıca, yakıt ekonomisinde de % 19,5'e varan azalma tespit etmişlerdir.

Hidrojen ve doğalgazın birlikte karışım halinde dizel motorlarda kullanılmasıyla doğalgaz-dizel ile meydana gelen bir takım dezavantajların üstesinden gelinmesi mümkündür. Doğalgaz kullanımıyla yavaş yanma hızının meydana getirdiği motor ve

yanma performans kayıpları hidrojen yakıtının hızlı alev ilerleme özelliği ile giderilebilmektedir. Diğer taraftan, hidrojen yakıtı ile meydana gelen geri tepme ve vuruntu olayı doğalgaz ile giderilebilmektedir. Benzinli motorlarda yapılan çalışmaların çoğunda doğalgazın ve hidrojenin benzinle ayrı ayrı veya karışım halinde kullanımı görülürken dizel motorlarda çoğunlukla doğalgaz veya hidrojenin dizel ile birlikte ayrı ayrı kullanıldığı görülmektedir. Metan ve hidrojenin karışım halinde dizel motorlara uygulanmasıyla yanma, emisyon ve performans etkisinin araştırıldığı çalışmalar literatürde az sayıdadır [17, 101-112]. Yapılan çalışmalara bakıldığında, dizel motorlarda doğalgaza hidrojen eklenmesiyle CO ve HC emisyonlarının düşük yüklerde bile azaldığı görülmektedir [101-106]. Ancak, NO_x emisyonlarının artan hidrojen oranıyla birlikte arttığı, is emisyonları tüm yüklerde azaldığı görülmektedir [17, 101-106]. CO₂ emisyonları, metan gazındaki hidrojen miktarının artmasıyla birlikte azalmaktadır [101, 107]. Yakıt tüketimi açısından bakıldığında, metan veya doğalgaz içerisine hidrojen eklendiğinde genel olarak yakıt tüketimi azalmaktadır. Benzer şekilde, pilot yakıt cinsine bakmaksızın motor efektif verimi artan hidrojen oranıyla belirli yüklerde artış göstermektedir [17, 102, 103, 106-108]. Sabit doğalgaz ve hidrojen oranlarında yapılan çalışmalarda (% 30 hidrojen + % 70 metan [109], [110] veya % 90 metan + % 10 hidrojen [111]) karışım oranı artmasıyla (pilot dizel miktarının azalması) efektif verimin azaldığı [109-111] ve ÖYT değerlerinin arttığı gözlenmiştir [109, 111]. Diğer bir deyişle pilot yakıt miktarı arttıkça efektif verim artmakta ve yakıt tüketimi azalmaktadır. Ancak, bu durum her motorda aynı sonucu vermemektedir. Gaz yakıt karışımlarıyla ÖYT değerleri normal dizel çalışmasına göre tüm devir aralıklarında azalmaktadır [110]. Pilot yakıt miktarı artışıyla HC ve CO emisyonları birbirlerine benzer eğilim göstermekte ve azalmaktadır. NO_x emisyonları artan karışım oranlarıyla birlikte artarken is emisyonu azalmaktadır [109, 111, 112]. Ancak, tüm devir aralıklarında artan karışım oranlarıyla birlikte NO_x ve CO₂ emisyonlarının azaldığı görülmektedir [110]. Artan hidrojen oranıyla genel olarak daha erken ve daha yüksek maksimum basınç, basınç artış oranı ve ısı dağılım oranı gözlenmektedir [17, 101-105, 107, 108].

Yapılan literatür araştırmalarından görüldüğü üzere, dizel motorlarda metan ve hidrojen yakıtlarının kullanımıyla ilgili çalışmalar benzinli motorlarda yapılan çalışmalara kıyasla oldukça sınırlıdır. Özellikle günümüzde binek tipi ve hafif ticari araçlarda

kullanılan ortak hatlı dizel motorlarda yapılan gaz yakıt çalışmalarının oldukça az olduğu görülmektedir. Bu tip motorlarda yapılan çalışmaların da az sayıda olduğu ve sadece hidrojen, doğalgaz veya biyogaz gibi yakıtlarla yapılan çalışmalar göze çarpmaktadır [60, 62, 63, 113-115]. Doğalgazın dünya rezervlerinin bol miktarda olduğu ve gelecekte petrol kökenli yakıtların yerine kullanılabileceği göz önüne alınmalıdır. Bu durumda, mevcut dizel motorlarla herhangi bir değişiklik yapmadan veya düşük maliyetle bir takım değişiklikler yaparak (sıkıştırma oranını azaltmak, enjektör yerine bujileri kullanmak gibi) doğalgazı kullanmak mümkündür.

Bunun yanında, sıkıştırma oranının değiştirilmesiyle değişik yüklerde meydana gelecek performans ve emisyon karakteristiklerinin araştırılması önemli bir konudur.

Yapılan bu çalışmada ortak hat yakıt enjeksiyon teknolojisine sahip turboşarjlı bir dizel motorda farklı sıkıştırma oranlarında ve farklı yüklerde dizel, metan ve metan-hidrojen karışımlarının motorun performans, yanma ve emisyon karakteristiklerine etkisi incelenmiştir. Gaz yakıtlarla çalışmada pilot yakıt olarak dizel kullanılmıştır. Bahsedilen çalışma şartlarında, metan ve hidrojen ilaveli metanın motorda potansiyel kullanımı araştırılmıştır. Elde edilen bulgular dizel çalışması baz alınarak birbirleriyle kıyaslanmıştır. Ayrıca, bu çalışmada metan gazına hidrojen eklemenin etkisi incelenmiştir.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

2.1. Deney Motoru ve Dinamometre ile Yük Ölçümü

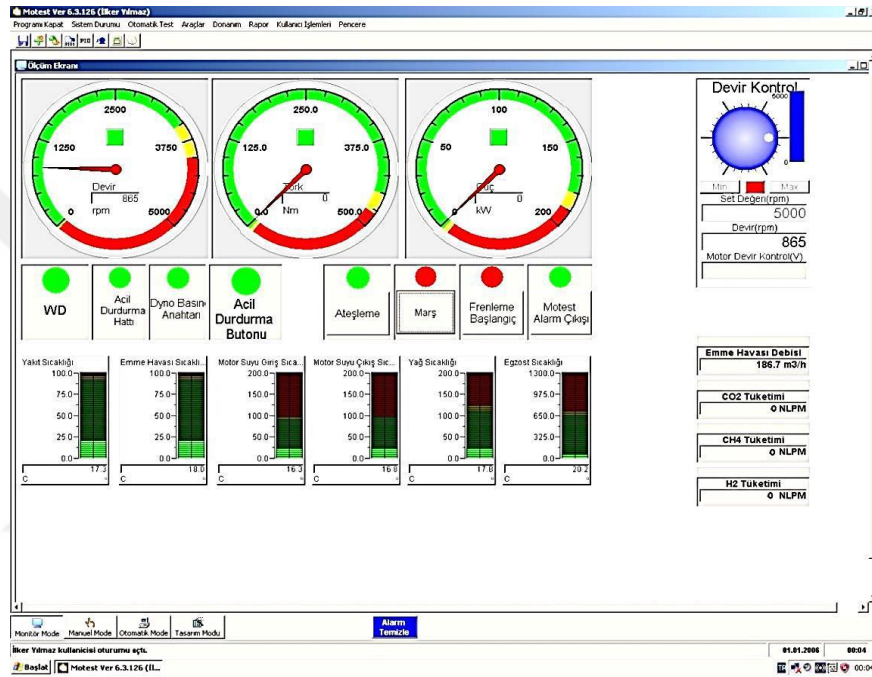
Deneyler, Marmara Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü Otomotiv Laboratuvarı'nda yapılmıştır. Deneylerde kullanılan motor, ortak hat dizel yakıt enjeksiyon teknolojisine sahip, turboşarjlı, dört silindirli ve su soğutmalıdır. Motorun bazı teknik özellikleri Tablo 2.1'de verilmektedir.

Tablo 2.1. Deney motorunun teknik özellikleri.

Özellikler	
Motor tipi	4 silindirli, turboşarjlı, ortak hat
Motor Model	1,5 litre dCi K9K 700 (Renault)
Supap sayısı	8 Supap
Çap x strok	76 x 80,5 mm
Biyel kolu uzunluğu	133,75 mm
Sıkıştırma oranı	18,25:1
Maksimum güç	48 kW (65 hp) (4000 d/dk)
Maksimum tork	160 Nm (1750 d/dk)

Deney motoru, Eddy Current dinamometre (Cussons P8602) ile yüklenmiştir. Motorun ve dinamometrenin soğutulması, bir ısı değiştirici ile şehir şebeke suyundan faydalanılarak sağlanmıştır. Motor suyu sıcaklığı, ayarlanabilen bir termostat ile 80 ± 5 °C aralığında sabit tutulmuştur. Deneylerden önce ısı değiştirici ve dinamometre bakımları yapılmıştır. Motor test sistemine bağlı ölçüm aygıtları ile birçok noktadan sıcaklık ve debi bilgileri alınabilmektedir. Sıcaklık ölçümlerinde K tipi termokupullar kullanılmıştır. MOTEST dinamometre yazılımı ile deneysel çalışma esnasında ana ekranda önemli birçok parametre görülebilmektedir. Bu parametreler şunlardır; motor devri, torku ve gücü, soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları, yağ sıcaklığı, yakıt sıcaklığı, emme havası ve egzoz gaz sıcaklığı, emme havası debisi ve gaz debileridir. Dizel yakıt debisi, yakıt deposu ile bağlantılı hacimsel beher ile ölçülmektedir. Beher üzerindeki 10 ml başlangıç ve bitiş sınır çizgileri arasındaki sıvı yakıt azalma süresinden dizel yakıt debisi belirlenmektedir. Hava debisi, emme manifoldu hattında bulunan dijital kütleli akış ölçer ile belirlenmektedir. CH₄ ve H₂ gaz debileri, Sierra

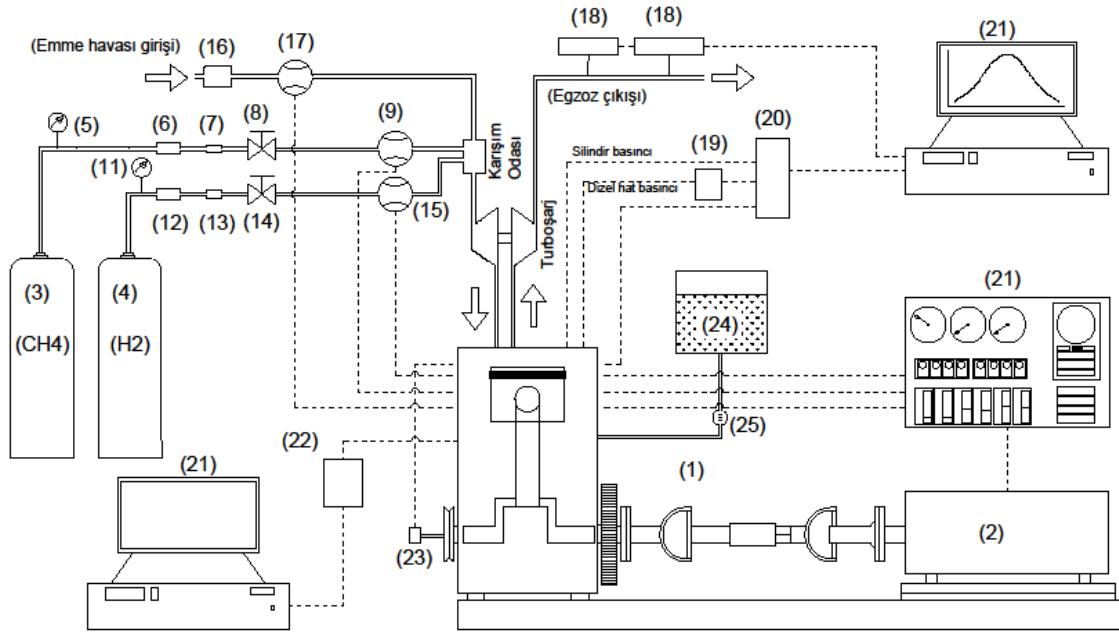
model 5858E dijital kütleli akış ölçerler ile ölçülmektedir. Gaz akış kontrolü hat üzerine bağlanan mekanik şamandıralar ve tüp çıkışındaki açma-kapama valfleri ile yapılmaktadır. Hava ve gaz akış ölçerlerin teknik özellikleri Tablo 2.2’de gösterilmektedir. Şekil 2.1’de, MOTEST dinamometre kontrol yazılımının ara yüzü görülmektedir. Okunan ölçümlerde, tüm sıcaklıklar °C, hava debisi m³/h ve gaz debileri l/dk birimindedir. Komple test sistemi şeması ve kullanılan ekipmanlar Şekil 2.2.’te gösterilmektedir.



Şekil 2.1. Dinamometre kontrol sistemi ekranı.

Tablo 2.2. Hava ve gaz akış ölçerlerin teknik özellikleri.

Özellikler	Hava	CH ₄	H ₂
Ölçme aralığı	0-1200 m ³ /h	0-200 l/dk	0-200 l/dk
Hassasiyet	% 1	% 1	% 1
Bağlantı tipi	Daldırma	Flanş	Flanş
Besleme	24 VDC	24 VDC	24 VDC
Çıkış	4-20 mA	4-20 mA	4-20 mA
Basınç	1 bar	1 bar	1 bar



(1) Test Motoru, (2) Dinamometre, (3) Metan tüpü, (4) Hidrojen tüpü, (5) Metan tüpü manometresi, (6) Metan tüpü basınç regülâtörü, (7) Alev tutucu, (8) Kısma valfi, (9) Metan akış ölçer, (10) Karışım odası, (11) Hidrojen tüpü manometresi, (12) Hidrojen tüpü basınç regülâtörü, (13) Alev tutucu, (14) Kısma valfi, (15) Hidrojen akış ölçer, (16) Hava filtresi, (17) Hava akış ölçer, (18) İş emisyon cihazı, (19) Sinyal şartlandırıcı, (20) Veri toplama kartı, (21) Bilgisayarlar, (22) Arıza tespit cihazı, (23) Krank enkoder, (24) Dizel yakıt tankı.

Şekil 2.2. Motor test düzeneği şeması ve kullanılan cihazlar.

Sistemi gaz patlamalarına karşı korumak amacıyla manometrelerden sonra her bir gaz hattına Güneş marka alev tutucular bağlanmıştır. Alev tutucular, bu tür gaz yakıt çalışmalarında geri tepmeye meyil vermemek amacıyla kullanılmaktadır.

2.2. Yanma Odası Basıncı Ölçümü ve Yanma Analizi

Yanma odası basıncı ölçümünde, Optrand marka [116] silindir basınç sensörü, krank enkoder, veri toplama kartı, yanma analizi yazılımı ve bir bilgisayar kullanılmaktadır. Birinci silindirden ölçüm yapan basınç sensörü, kızdırma bujili tipte olup iptal edilen kızdırma bujisinin yerine monte edilmektedir. Testlerde kullanılan basınç sensörünün teknik özellikleri Tablo 2.3'te verilmektedir. Şekil 2.3'de motorda kullanılan kızdırma bujisi ve Şekil 2.4'te silindir kafasında kızdırma bujisi yerine takılan silindir basınç

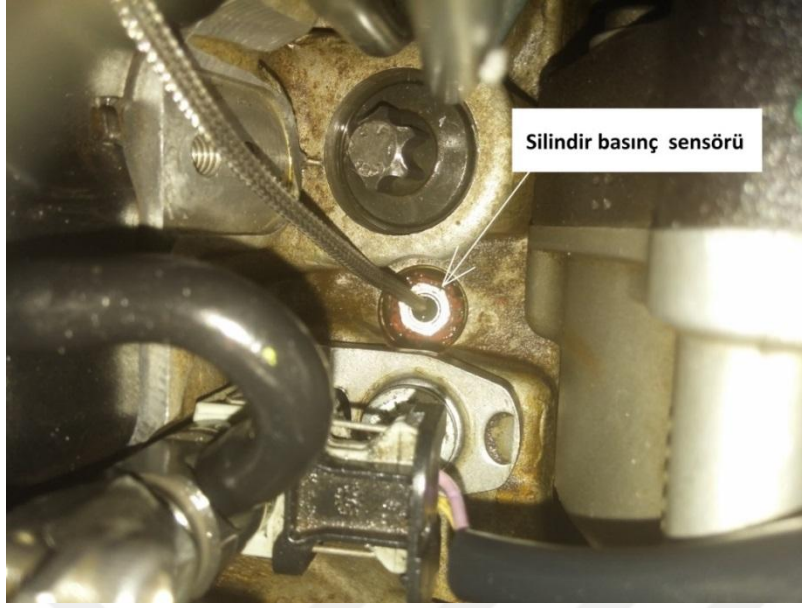
sensörü görülmektedir. Oprand firması yurtdışı menşeli bir firmadır. Mevcut kızdırma bujisi firmaya ulaştırıldığında kızdırma bujisinin ucuna ölçüm kristalleri monte edilerek müşteriye geri gönderilmektedir. Montaj sonrasında kızdırma bujisi aynı ebat ve ölçülerde geri alındığından yanma odasında hacim değişimine veya herhangi bir yanma problemine sebep olmamaktadır.



Şekil 2.3. Dizel motorun orijinal kızdırma bujisi.

Tablo 2.3. Silindir basınç sensörünün teknik özellikleri.

Model	Oprand AutoPSI D33288 GPA
Bant genişliği	0,1 Hz - 30 kHz
Giriş voltajı	9–18 V DC
Çıkış Voltajı	0,5– 4,5 V DC
Ölçüm aralığı	0-200 bar (3000 psi)
Ortam çalışma sıcaklığı	-40 +300 °C
Kablo çalışma sıcaklığı	-40 +200 °C
Kablo uzunluğu	2 m
Bağlantı vida ölçüsü	M10x1,0
Hassasiyet	± % 1 yanma şartlarında
Duyarlılık	1,30 mV/psi @200 °C



Şekil 2.4. Kızdırma bujisi yerine yerleştirilen silindir basınç sensörü.

Ölçüm esnasında basınç kaçağını önlemek için basınç sensörü vida montaj yerlerinde sıvı conta kullanılmıştır. Motorun triger kayışı tarafındaki krank kasnağı merkezine sabitlenen Kübler marka enkoder, her 1°KA aralığında sinyal üretmektedir. Krank enkoder teknik özellikleri Tablo 2.4'te verilmektedir. Yine birinci silindirin yakıt hattı borusuna monte edilen Kistler marka 6533A11 model yakıt hattı basınç sensörü (Şekil 2.5) Kistler 4067 C2000S model amplifiere bağlantılıdır. Amplifierden iletilen sinyaller National Instrument veri toplama kartı üzerinden bir dizüstü bilgisayara aktarılmakta ve eş zamanlı olarak silindir basıncı ve yakıt hattı basıncı verileri kayıt altına alınmaktadır. Yakıt hattı basınç sensörünün teknik özellikleri Tablo 2.5'de verilmektedir.

Tablo 2.4. Krank enkoder teknik özellikleri.

Tip	Kübler optik enkoder
Pulse hızı	360 Pulse/ devir
Çalışma sıcaklığı	-40 +80 °C
Besleme	5-30 VDC
Pulse frekansı	300 kHz
Şok dayanımı	2500 m/s ²
Titreşim dayanımı	100 m/s ²

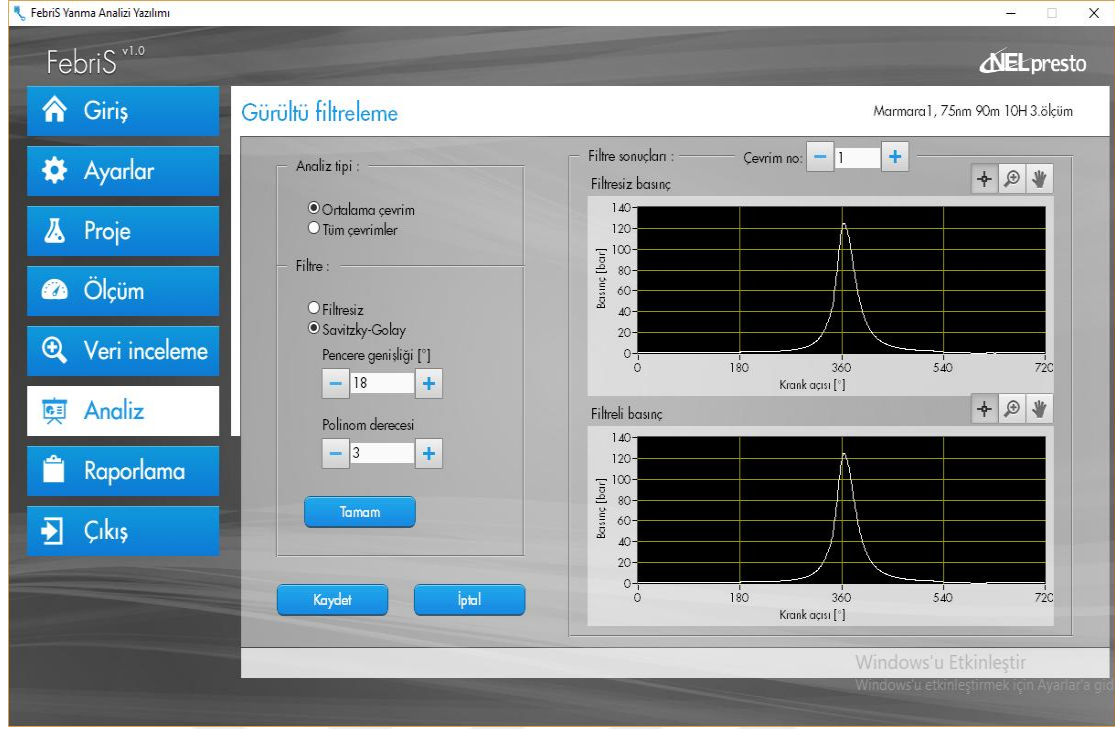
Tablo 2.5. Yakıt hattı basınç sensörü teknik özellikleri.

Model	Kistler 6533 A11
Ölçüm aralığı	0 - 3000 bar
Çıkış sinyali (basınç)	4-20 mA
Çıkış sinyali (sıcaklık)	10 mV/°C
Çalışma sıcaklığı	20 +120 °C
Hassasiyet	0,3333 mV/MPa
Doğal frekans	>200 kHz
Besleme (Amplifikatör)	18-30 VDC
Doğrusallık	<±0,5 % FSO

Basınç ölçümünde kullanılan sensörler ve çeşitli devre elemanları gürültüye neden olmakta ve oluşan gürültü Febris yazılımında Savitzky-Golay yöntemi ile filtre edilmektedir. Dizüstü bilgisayarda kurulu Febris yazılımında toplanan veriler yanma analizi ile işlenmektedir (Şekil 2.6). Analiz edilen yanma parametreleri; net ve brüt ısı dağılım oranları, toplam ısı dağılımları, kütleli yanma oranları (% 5, % 10, % 50, % 90 ve % 95), tutuşma gecikmesi, yanma süresi ve çevrimsel değişim katsayılarıdır. Programda, silindir basıncı ölçüm sayısı değiştirilmediği takdirde toplamda 100 çevrim için veri toplamaktadır. Bu çalışmada, her bir testte çevrim sayısı manuel olarak değiştirilmiştir ve 200 çevrim için basınç verileri toplanmıştır. Febris yazılımında basınçların ortalaması alınmaktadır.



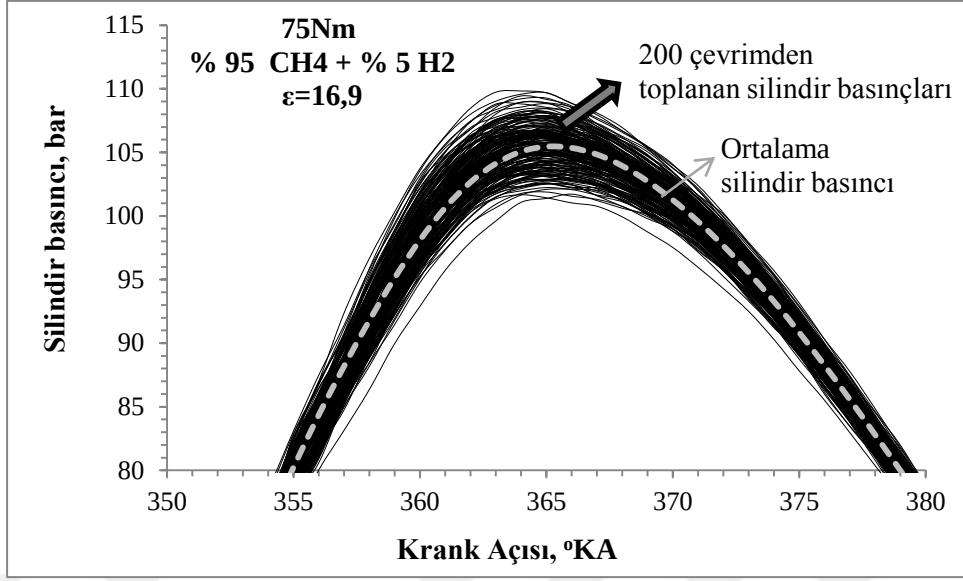
Şekil 2.5. Kistler 6533A11 model yakıt hattı basınç sensörü.



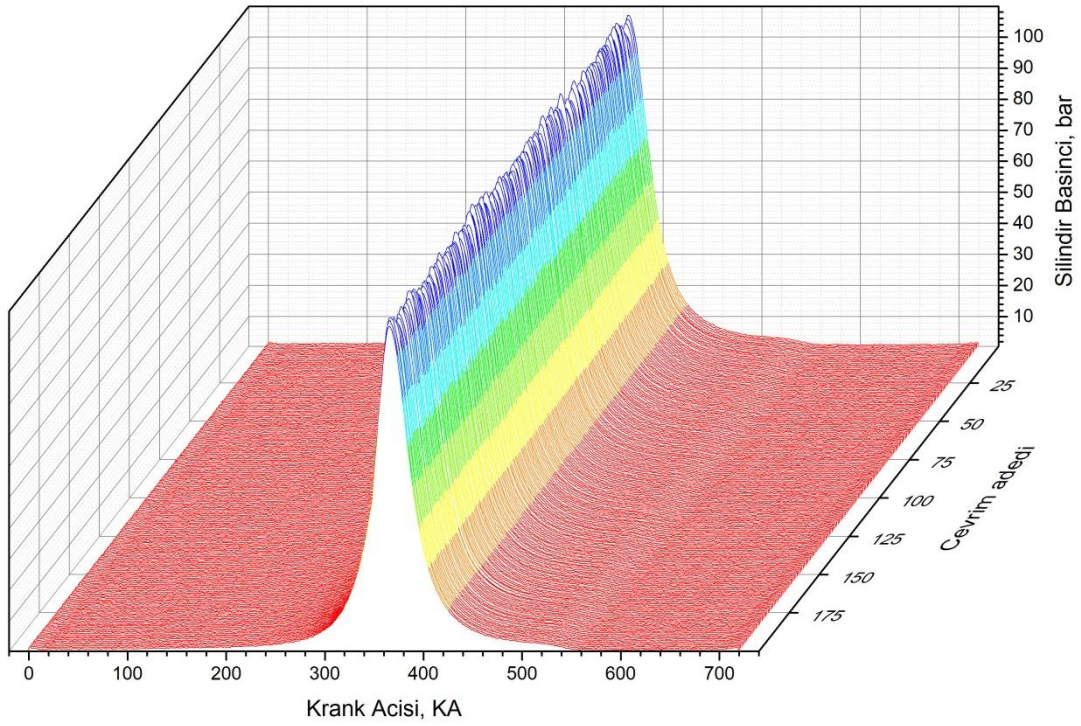
Şekil 2.6. Febris yanma analiz yazılımı ara yüzü.

Şekil 2.7.'de bir testten 200 çevrimde toplanan silindir basınçları üst ölü nokta bölgesinde dağılımı ve bunların ortalaması görülmektedir. Şekil 2.8'de ise aynı test şartı için 200 çevrimin her birinde meydana gelen silindir basınçlarının krank açısına göre dağılımı üç boyutlu olarak görülmektedir. Elde edilen ortalama basıncın doğruluğu, Şekil 2.9'da görülen logaritmik basınç-hacim diyagramından ($\log P - \log V$) kontrol edilmektedir. Sıkıştırma süreci politropiktir ve $\log P-V$ diyagramında eğriliğin bu süreçte düz olması beklenir.

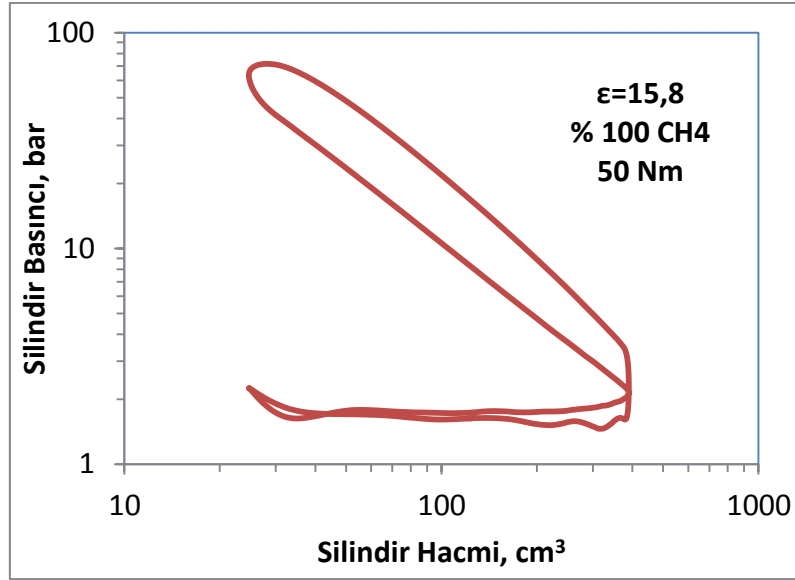
Daha sonra bahsedilecek konularda sıkça kullanılacak olan 'maksimum basınç' terimi ortalama basıncın ulaştığı en yüksek değer; 'tepe açısı' terimi ise, maksimum basıncın meydana geldiği krank açısı değeridir.



Şekil 2.7. 200 çevrimden toplanan maksimum silindir basınçları ve genel ortalaması.



Şekil 2.8. 200 çevrim boyunca toplanan silindir basınçları üç boyutlu grafiği (75Nm, % 95 CH₄ + % 5 H₂, ε=16,9).



Şekil 2.9. Logaritmik basınç-hacim diyagramı.

Tablo 2.6. Farklı yük ve sıkıştırma oranlarında harcanan yakıt miktarları.

		Dizel	M100	M95H5	M90H10						
	Motor Yükü	$\dot{V}_{dizel}$ l/dk x100	$\dot{V}_{pilot_dizel}$ l/dk x100	$\dot{V}_{CH4}$ l/dk	$\dot{V}_{H2}$ l/dk	$\dot{V}_{pilot_dizel}$ l/ dk x100	$\dot{V}_{CH4}$ l/ dk	$\dot{V}_{H2}$ l/ dk	$\dot{V}_{pilot_dizel}$ l/ dk x100	$\dot{V}_{CH4}$ l/ dk	$\dot{V}_{H2}$ l/ dk
$\epsilon=18,25$	25Nm	2,36	0,465	45,8	-	0,464	43,5	2,3	0,465	41,16	4,54
	50Nm	4,18	0,888	54,8	-	0,886	52,1	2,6	0,888	49	5,5
	75Nm	6,00	1,309	66,6	-	1,352	63,13	3,37	1,353	60	6,4
	100Nm	7,83	1,773	86,9	-	1,728	82,8	4,2	1,771	78,7	8,4
$\epsilon=16,9$	25Nm	3,08	0,591	51,8	-	0,591	48,9	2,6	0,591	46,6	5,2
	50Nm	4,48	0,884	62,6	-	0,886	57,8	3,1	0,887	55,3	6,3
	75Nm	6,42	1,310	75,1	-	1,311	72,1	3,9	1,311	67,6	7,7
	100Nm	8,58	1,692	92,3	-	1,732	87,2	4,6	1,731	83,5	9,4
$\epsilon=15,8$	25Nm	2,83	0,549	59,32	-	0,548	56,3	2,76	0,549	53,4	5,52
	50Nm	4,48	0,889	65,23	-	0,930	61,7	3,34	0,930	58,9	6,41
	75Nm	6,21	1,225	76,82	-	1,226	72,67	3,64	1,268	68,8	7,45
	100Nm	8,19	1,605	90,34	-	1,603	85,67	4,40	1,605	81,2	9,28

2.3. Deney Prosedürü

Çalışmada kullanılan metan gazı saflığı % 99,99'dur. Normal doğalgazla kıyaslandığında yapısında başka hiçbir gaz bulunmadığından dolayı saf metan yakıtı testlerde daha güvenilir sonuçlar vermesi beklenmektedir. Ayrıca, hidrojenin etkisini

daha açık bir şekilde ortaya koyacağı düşünülmektedir. Deneyler, 1750 d/dk sabit devirde ve 25 Nm, 50 Nm, 75 Nm ve 100 Nm olmak üzere dört farklı yükte yapılmıştır. Deneylerde ilk olarak dizel yakıtı ile dört farklı yükte testler yapılmıştır. Gaz yakıtlı çalışmalarda, gereken pilot dizel yakıt miktarı aynı yükteki kütleli dizel yakıt debisinin % 20'sine ayarlanmıştır. Daha sonra, metan gazı miktarı istenen test yüküne ulaşana kadar artırılmıştır. Dört farklı yük için metan debisi de belirlendikten sonra sırasıyla % 5 ve % 10 oranlarında düşürülerek aynı miktarlarda hidrojen gazı metan gazına ilave edilmiştir. Böylece, metan ve hidrojen karışımlarıyla deneyler tamamlanmıştır. Daha sonra bu prosedür, azaltılan sıkıştırma oranlarında aynı şekilde uygulanmıştır. Tablo 2.6.'da her bir yakıt türü için, farklı yük ve sıkıştırma oranlarında ölçülen yakıt miktarları gösterilmektedir. Bu tabloda, kullanılan gaz yakıt karışımları için bazı kısaltmalar yapılmaktadır. Hacimsel olarak % 100 metan için M100, hacimsel olarak % 95 metan ve % 5 hidrojen karışımı için M95H5 ve hacimsel olarak % 90 metan ve % 10 hidrojen karışımı için M90H10 kısaltmaları kullanılmıştır. Ayrıca, bu çalışmanın sonunda bulunan ekler kısmında da benzer kısaltmalar yer almaktadır.

2.4. Egzoz Emisyonlarının Ölçülmesi

Egzoz emisyonları ölçümü için Bosch BEA 460 egzoz emisyon ölçüm cihazı kullanılmıştır. Bu cihaz ile NO, HC, CO₂ ve is emisyonları ölçülebilmektedir. Deneylerden önce, emisyon cihazının yetkili servis tarafından bakımı ve kalibrasyonu yapılarak kullanıma hazır hale getirilmiştir. Deneylerde emisyon ölçümleri 2'şer defa yapılarak ortalaması alınmıştır. Emisyon cihazı özellikleri Tablo 2.7'de görülmektedir.

Tablo 2.7. Emisyon cihazı özellikleri.

Özellikler	Ölçme aralığı	Hassasiyet
Hidrokarbon (HC)	0-10000 ppm	1 ppm
Oksijen (O ₂)	0-22 % hac.	0,01 % hac.
Azot monoksit (NO)	0-5000 ppm	1 ppm
Karbon dioksit (CO ₂)	0-18 % hac.	0,01 % hac.
Hava fazlalık katsayısı	0,5- 1,8	0,001
Absorbsiyon katsayısı (K)	0-10 m ⁻¹	0,01 m ⁻¹

Egzoz emisyon ölçüm noktaları, egzoz hattı borusuna iki adet delik açılarak is ve emisyon analizörlerinin bu uçlara bağlanmasıyla gerçekleştirilmiştir. İs ölçümü Bosch marka is emisyon cihazıyla yapılmıştır. Egzoz ölçümü ve diğer deney verileri için motorun soğutma suyu sıcaklığının 80 ± 5 °C'ye ulaşması beklenmiştir. Bu şartlar altında motor testleri ve egzoz emisyon analizleri yapılmıştır.

2.5. Hata Analizi

Çeşitli değişkenlerin ölçümünde meydana gelen hatanın (ya da belirsizlik) deneysel çalışmalarda belirtilmesi gerekmektedir. Kullanılan her cihazda belirli bir hata toleransı bulunmaktadır. Elde edilen sonuçların hata miktarı Kline-McClintock yöntemi ile hesaplanmıştır [117]. Herhangi bir deneysel sonuç, bağlı olduğu bağımsız değişkenin fonksiyonu olarak ifade edilebilir ve her cihazın hata payı kullanılarak hata miktarı aşağıdaki denkleme göre hesaplanır;

$$\Delta N = \left[\left(\frac{\partial N}{\partial x_1} \Delta N_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial N}{\partial x_2} \Delta N_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial N}{\partial x_n} \Delta N_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.1)$$

Burada, ΔN sonucun toplam hata miktarını, $\frac{\partial N}{\partial x_1}$ sonucun bağımsız değişkene göre fonksiyonunu ve ΔN_i cihazın veya ölçülen parametrenin hata payını göstermektedir. Bu denkleme göre elde edilen hata miktarları EK-2 Tablo 1'de verilmiştir.

2.6. Sıkıştırma Oranının Değiştirilmesi ve Hesaplanması

Motor performansına etki eden en önemli değişkenlerden biri sıkıştırma oranıdır. Sıkıştırma oranı birkaç metot ile değiştirilebilmektedir. Bu çalışmada yüksek yüklerde vuruntu olduğundan dolayı sıkıştırma oranı azaltılmıştır. Silindir bloğu ile silindir kafası arasına orijinal conta/contalar eklenerek sıkıştırma oranını azaltmak mümkündür. Eklenen contalarla değişen sıkıştırma oranının değerinin belirlenmesi için silindir kapak contasındaki her bir katmanın kalınlığı mikrometre ile ölçülmüştür. Her bir conta üç katmandan (yapraktan) oluşmaktadır. Contanın üç yaprağının aynı anda ölçülmesi, baskı miktarının değişmesinden dolayı ölçme hatalarına ve yanlış sıkıştırma oranı hesaplanmasına sebep olacaktır. Üst ve alt conta yaprak kalınlıklarının aynı ve 0,14 mm

olduğu belirlenirken orta yaprak kalınlığı 0,11 mm ölçülmüştür. Böylece, bu çalışmada kullanılan bir adet silindir kapak contasının kalınlığı 0,39 mm olarak belirlenmektedir.

Sıkıştırma oranının hesaplanmasında aşağıdaki bilinen temel formüller kullanılmıştır. Bir İYM’de sıkıştırma oranı;

$$\varepsilon = \frac{\text{Maksimum silindir hacmi}}{\text{Minimum silindir hacmi}} = \frac{V_s + V_c}{V_c} \quad (2.2)$$

denklemleri ile hesaplanmaktadır [121]. Burada; ε sıkıştırma oranını, V_s strok hacmini, V_c ölü hacmi (yanma odası hacmi) göstermektedir. Strok hacmi,

$$V_s = \frac{\pi d^2}{4} S \quad (2.3)$$

denklemleri ile hesaplanmaktadır. Bu denklemde; π sembolü pi sayısını göstermektedir ve değeri 3,1415 olarak alınmıştır. d silindir çapını (76 mm) ve S strok uzunluğunu (80,5 mm) göstermektedir.

Daha önce de belirtildiği gibi bir İYM’nin sıkıştırma oranı fazladan silindir kapak contası veya contaları eklenerek azaltılabilir. Bu durumda, strok hacmi sabit kalmakta ve ölü hacim (yanma odası hacmi) artmaktadır. Eklenen contalarla sıkıştırma oranını hesaplamak için öncelikle ölü hacmin orijinal sıkıştırma oranına göre belirlenmesi gerekmektedir. Daha sonra, eklenen contanın ölü hacmi ne kadar artırdığını hesaplamak gerekmektedir. Buna göre öncelikle orijinal sıkıştırma oranında ölü hacim aşağıdaki formülle belirlenebilir;

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} \quad (2.4)$$

Eklenen conta ölü hacmi yükselteceğinden conta hacminin belirlenmesi gerekmektedir. Bunun için conta hacmi silindirik şekilde olduğu için alan, yükseklik ve conta adedini hesaba katarak aşağıdaki denklem kullanılmıştır;

$$V_{conta} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot i \cdot t_{conta} \quad (2.5)$$

Burada, V_{conta} ölü hacme eklenecek olan hacmi, i conta adedini, t_{conta} ise conta kalınlığını göstermektedir. Conta adetleri bir veya iki tane daha eklenerek iki farklı

sıkıştırma oranı elde edilmiştir. Böylece, bir ve iki silindir kapak contası eklenerek değiştirilen sıkıştırma oranları aşağıdaki denklemle belirlenmektedir.

$$\varepsilon = \frac{V_s + V_c + V_{conta,i}}{V_c + V_{conta,i}} \quad (2.6)$$

Tablo 2.8’de motorun sıkıştırma oranının değiştirilmesiyle motor hacmi, yanma odası hacmi ve strok hacmi değerlerinde meydana gelen değişimler gösterilmektedir. Tabloda görüldüğü gibi, tüm sıkıştırma oranlarında strok hacmi sabittir. Orijinal sıkıştırma oranında mevcut bir adet silindir kapak contasında $\varepsilon=18,25$ değerindedir. Bir adet conta eklendiğinde ölü hacim (yanma odası hacmi) artacağından $\varepsilon=16,9$ değerine düşmüştür. İkinci silindir kapak contası eklendiğinde ise $\varepsilon=15,8$ değerine azalmıştır. Daha sonra bulgular konusunda bahsedilecek olan gaz yakıt kullanımında yüksek yüklerde vuruş oluşumundan dolayı üst sıkıştırma oranlarında çalışma yapılmamıştır. Üst sıkıştırma oranlarında çalışabilmek için silindir kapağı taşlanmalı veya yanma odasında hacmi azaltacak uygulamalar yapılmalıdır. Sıkıştırma oranının değiştirilmesinde kullanılan yöntem (çift yakıt uygulamasıyla) benzer yöntemlerin literatürde kullanımına rastlanmaktadır [64, 118-120].

Tablo 2.8. Silindir kapak contası eklenmesi sonucu meydana gelen hacim değişiklikleri.

Özellikler	Orijinal sıkıştırma oranı	Bir tane conta eklenerek	İki tane conta eklenerek
Conta kalınlığı (mm)	-	0,39	0,78
Artan hacim (l)	-	0,001769167	0,003538334
Strok hacmi (l)	0,365174243	0,365174243	0,365174243
Yanma odası hacmi (l)	0,021169521	0,022938688	0,024707855
Silindir hacmi (l)	0,386343764	0,388112931	0,389882098
Sıkıştırma oranı, ε	18,25	~16,9	~15,8
Motor hacmi (l)	1,545375056	1,552451724	1,559528392

2.7. Deneysel Veriler ile Hesaplanan Performans Değerleri

Deneysel çalışma esnasında birçok parametre dijital kayıt altına alınabildiği gibi bazı parametrelerde manuel olarak kayıt altına alınmıştır. Yukarıda açıklandığı gibi bu değerlerden en önemlileri kayıt altına alınabilmektedir. Elde edilen veriler kullanılarak aşağıda açıklanan performans parametreleri belirlenmektedir.

2.7.1. Efektif gücün hesaplanması

Motor yükü, elektrikli (Eddy Current) dinamometre ile ölçülmektedir. Motor gücü P_b , açısal hız ω ve döndürme momenti T 'nin çarpımı ile bulunur.

$$P_b = \omega T \quad (2.7)$$

Burada; T dinamometre ile ölçülen motor torkunu (Nm), ω açısal hızı (rad/s) göstermektedir. Açısal hız, n dakikadaki motor devir sayısı (d/dk) biriminin 1/s'ye dönüştürülmesi ile bulunur.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (2.8)$$

2.8 numaralı denklem 2.7 numaralı denklemde yerine konulursa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$P_b = \frac{2\pi n}{60} \cdot T \cdot 10^{-3} \quad (2.9)$$

Böylece P_b motor gücü kW olarak elde edilmektedir.

2.7.2. Efektif verimin hesaplanması

Efektif verim, motor volanından alınan gücün motora verilen enerjiye oranı olarak tanımlanmaktadır.

$$\eta_{ef} = \frac{P_b}{\dot{Q}_{in}} \quad (2.10)$$

Burada, $\dot{Q}_{in}$ (kW) yakıtla motora verilen enerjidir ve motora sürülen yakıt debisinin aynı yakıtın alt ısı değeri ile çarpılmasıyla bulunur. Kütlesel yakıt debileri ($\dot{m}_D, \dot{m}_{CH_4}, \dot{m}_{H_2}$) ve yakıtların alt ısı değerleri ($LHV_D, LHV_{CH_4}, LHV_{H_2}$) ve hesaplanan motor efektif gücü P_b ile efektif verim,

$$\eta_{ef} = \frac{P_b}{\dot{m}_D LHV_D + \dot{m}_{CH_4} LHV_{CH_4} + \dot{m}_{H_2} LHV_{H_2}} \cdot 100 \quad (2.11)$$

formülüyle hesaplanmaktadır. Burada, LHV (kJ/kg) alt ısı değeri, $\dot{m}$ kütlesel yakıt debisidir (kg/s). $\dot{m}_D, \dot{m}_{CH_4}, \dot{m}_{H_2}$ sırasıyla dizel, metan ve hidrojen yakıtlarının kütlesel

debilerini (kg/s) göstermektedir. Dizel yakıt debisi $\dot{m}_D$ aşağıdaki formüle göre hesaplanmaktadır;

$$\dot{m}_D = \frac{V_D \cdot \rho_D}{10^6 \cdot t} \quad (2.12)$$

Burada, V_D dizel yakıtın beherde ölçülen 10 ml'lik hacmi, ρ_D dizel yakıtının yoğunluğunu (kg/m^3), t kronometre ile ölçülen zamanı (s) göstermektedir.

2.7.3. Efektif özgül yakıt tüketiminin hesaplanması

$\ddot{O}YT_{ef}$, birim güç başına İYM'nin sarf ettiği yakıt miktarı olarak tanımlanmaktadır. Testlerde kullanılan yakıtların kütleli debileri (g/s) toplamı ile motor gücünün (kW) birbirine oranlanması ile bulunmaktadır.

$$\ddot{O}YT_{ef} = \frac{(\dot{m}_D + \dot{m}_{CH_4} + \dot{m}_{H_2})}{P_b} \cdot 3600 \quad (2.13)$$

Burada; $\ddot{O}YT_{ef}$ efektif özgül yakıt tüketimini göstermekte ve birimi g/kWh olarak hesaplanmaktadır. Bu formülde, dizel testlerinde sadece $\dot{m}_D$ değeri kullanılmıştır. % 100 metan testlerinde $\dot{m}_{CH_4}$ ve $\dot{m}_D$ değerleri, % 95 Metan + % 5 hidrojen ve % 90 Metan + % 10 hidrojen testlerinde $\dot{m}_{CH_4}$, $\dot{m}_{H_2}$ ve $\dot{m}_D$ değerleri kullanılmıştır. Bu değerler daha önce hacimsel olarak Tablo 2.6'da verilmektedir.

2.7.4. Efektif özgül enerji tüketiminin hesaplanması

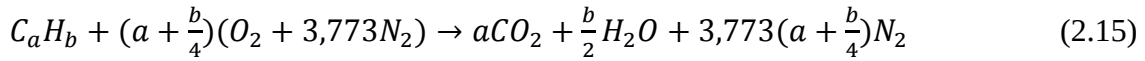
Farklı alt ısı değere ve yoğunluğa sahip yakıtlar test edilmesi durumunda daha doğru bir kıyaslama yöntemi olarak yakıtların efektif özgül enerji tüketimlerinin hesaplanması daha doğru olmaktadır. Özgül enerji tüketimi ($\ddot{O}ET_{ef}$), birim güç başına harcanan enerji anlamına gelmektedir. Aşağıdaki formül ile hesaplanmaktadır.

$$\ddot{O}ET_{ef} = \frac{(\dot{m}_D LHV_D + \dot{m}_{CH_4} LHV_{CH_4} + \dot{m}_{H_2} LHV_{H_2})}{P_b} \cdot 3,6 \quad (2.14)$$

Bu formülde; $\ddot{O}ET_{ef}$ efektif özgül enerji tüketimini göstermekte ve birimi MJ/kWh olarak hesaplanmaktadır. P_b motor gücünü göstermektedir ve birimi kW olarak alınmaktadır. Yakıtların kütleli debileri g/s birimindedir. Burada yakıtların alt ısı değeri birimi MJ/kg alınmıştır.

2.7.5. Yanma denklemleri

Birçok hidrokarbon yakıtın gerçek yanma şartlarında oluşturduğu emisyonlar ve miktarları birbirinden farklıdır. Ancak, teorik tam yanma şartları altında hidrokarbon yakıtların reaksiyonu sonucu CO₂, Su (H₂O) ve Azot (N₂) ürünlerinin oluştuğu varsayılmaktadır. Bu tam yanma şartlarına stokiyometrik yanma şartları denir. Her hangi bir hidrokarbon yakıtın hava ile stokiyometrik yanması genel olarak aşağıdaki denklemle gösterilebilir;



Burada, Karbon (C), Hidrojen (H₂), Oksijen (O₂) ve Azot (N₂) gazlarının moleküler ağırlıkları sırasıyla 12,011, 2,016, 32 ve 28,16 g/mol olarak alınırsa stokiyometrik Hava/Yakıt (H/Y) oranı

$$\left(\frac{H}{Y}\right)_{stk} = \frac{34,56(4+y)}{12,011+1,008y} \quad (2.16)$$

denkleminle hesaplanabilir [121]. Burada $y = b/a$ 'dır. Diğer bir ifadeyle yakıtın hidrojen/karbon oranını (H/C) göstermektedir. Şekil 2.10'da hidrokarbon yakıtların H/C oranına göre stokiyometrik H/Y oranı değişimi gösterilmektedir. (2.16) denkleminde göre CH₄ yakıtının stokiyometrik H/Y oranı 17,23 olarak hesaplanmaktadır. Bu durum, Şekil 2.10'daki grafik kullanılarak elde edilebilmektedir. Benzer şekilde, dizel yakıtı (örnek olarak C_{14,4}H_{24,9}) için stokiyometrik H/Y oranı 14,39 olarak hesaplanmaktadır.

Gerçek çalışma şartlarında motorun H/Y değerinin stokiyometrik H/Y değerine bölünmesiyle λ (lambda=HFK) değeri elde edilmektedir.

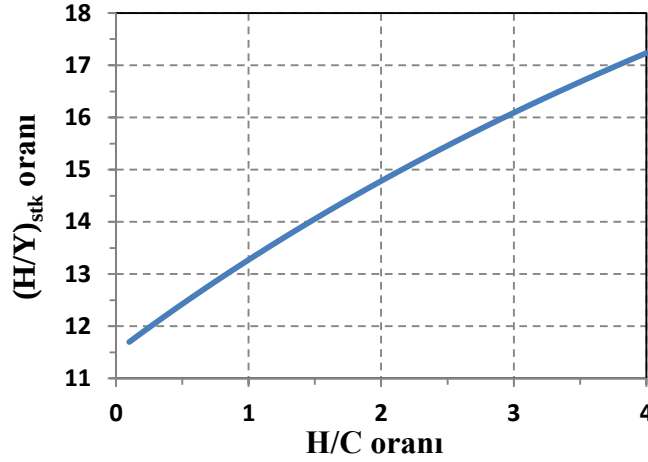
$$\lambda = \frac{(H/Y)_{ger}}{(H/Y)_{stk}} \quad (2.17)$$

Bu denklemin tersi, yakıt fazlalık katsayısı veya eşdeğerlik oranı (ϕ) olarak ifade edilmektedir ve aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir;

$$\phi = \frac{(Y/H)_{ger}}{(Y/H)_{stk}} = \frac{1}{\lambda} \quad (2.18)$$

λ değerinin 1'den büyük olması veya ϕ değerinin 1'den küçük olması durumunda fakir karışım oluşmaktadır. λ değerinin 1'den küçük veya ϕ değerinin 1'den büyük olması

durumunda zengin karışım oluşmaktadır. Değerin 1'e eşit olması durumunda stokiometrik yanma yani tam yanma durumu oluşmaktadır.



Şekil 2.10. H/C oranına göre stokiometrik H/Y oranı değişimi.

2.7.6. Volumetrik verimin hesaplanması

Volumetrik verim, silindire alınan gerçek hava miktarının teorik olarak alınan hava miktarına oranıdır. Teorik hava kütlesi ve volumetrik verim denklem 2.19 ve 2.20'ye göre hesaplanabilir;

$$\dot{m}_{h,teo} = \frac{V_s \cdot \rho_{h,g} \cdot n \cdot 60 \cdot z_i}{2} \quad (2.19)$$

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_{h,ger}}{\dot{m}_{h,teo}} \cdot 100 \quad (2.20)$$

Burada, V_s strok hacmini (m^3), $\rho_{h,g}$ silindire giren havanın yoğunluğunu (kg/m^3), n devir sayısını (d/dk), z_i silindir sayısı, $\dot{m}_{h,teo}$ teorik kütleli hava debisini (kg/s), $\dot{m}_{h,ger}$ gerçek kütleli hava debisini (kg/s) ve η_{vol} volumetrik verimi göstermektedir. V_s strok hacmi daha önce verilen (2.3) bağıntısı ile hesaplanmaktadır.

2.7.7. Ortalama efektif basıncın (OEB) hesaplanması

OEB motor yükünü ifade etmekte kullanılan bir terimdir. OEB aşağıdaki denklem ile hesaplanmaktadır [121].

$$OEB = \frac{6,28.i.T}{V_s} \quad (2.21)$$

Burada, i değeri dört zamanlı motorlar için 2, iki zamanlı motorlar için 1 olarak alınmaktadır. T tork değeri Nm olarak alınmaktadır. V_s strok hacmi litre olarak alınmaktadır. Buna göre, deneysel çalışmada belirlenen sabit tork değerleri ve buna karşılık gelen OEB değerleri Tablo 2.9'da verilmektedir.

Tablo 2.9. Tork değerlerinin OEB karşılığı.

Tork (Nm)	Ortalama Efektif Basınç (bar)
25	2,1496 ($\approx 2,15$)
50	4,2993 ($\approx 4,3$)
75	6,4489 ($\approx 6,45$)
100	8,5986 ($\approx 8,6$)

2.7.8. Isı dağılım oranı ve toplam ısı dağılımının hesaplanması

Isı dağılımının hesaplanmasında krank açısına bağlı olarak ölçülen silindir içi basıncı en temel değişkendir. Basınç kullanılarak yanma hakkında önemli bilgilere ulaşmamızı sağlayan ısı dağılım oranı hesaplanabilmektedir. Kapalı bir sistem için enerjinin korunumu kanunu (termodinamiğin birinci yasası) yazılırsa

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dU}{dt} \quad (2.22)$$

elde edilir. Burada; $\dot{Q}$ net ısı dağılım oranıdır ve brüt ısı dağılım oranı ile silindir duvarlarına olan ısı transfer oranı arasındaki farktır. $\dot{W}$ piston üzerine yapılan sınır işi, dU/dt birim zamanda iç enerji değişimini göstermektedir. 2.22 denkleminde iç enerji değişimi ve sınır işi değişimi yerine 2.23 ve 2.24 formüllerini uygulayarak 2.25 denklemini elde ederiz.

$$\frac{dU}{dt} = mC_v \frac{dT}{dt} \quad (2.23)$$

$$\dot{W} = P \frac{dV}{dt} \quad (2.24)$$

$$\frac{dQ_{net}}{dt} = mC_v \frac{dT}{dt} + P \frac{dV}{dt} \quad (2.25)$$

İdeal gaz denkleminde, sıcaklığın zamana göre türevi alınırsa denklem 2.27 elde edilir.

$$PV = mRT \rightarrow T = \frac{PV}{mR} \quad (2.26)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mR} \left(P \frac{dV}{dt} + V \frac{dP}{dt} \right) \quad (2.27)$$

Denklem 2.27’de elde edilen eşitlik 2.25’de yerine yazılırsa, denklem 2.28 elde edilir.

$$\frac{dQ_{net}}{dt} = \left(\frac{C_v}{R} + 1 \right) P \frac{dV}{dt} + \frac{C_v}{R} V \frac{dP}{dt} \quad (2.28)$$

$\frac{C_v}{R}$ ifadesi, k özgül ısılar oranı cinsinden yazılırsa

$$\frac{C_v}{R} = \frac{1}{k-1} \quad (2.29)$$

elde edilir. Denklem 2.29’daki eşitlik denklem 2.28’de yerine konursa ve zamana göre değişim (dt), $^{\circ}\text{KA}$ cinsinden ($d\theta$) ifade edilirse,

$$\frac{dQ_{Net}}{d\theta} = \frac{dQ_{Brüt}}{d\theta} - \frac{dQ_{It}}{d\theta} = \frac{k}{k-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (2.30)$$

sonucuna ulaşılır [122]. Bu çalışmada incelenen ısı dağılım oranı değerleri net ısı dağılım oranı değerleridir.

Brüt ısı dağılım oranı, yakıt tarafından açığa enerjinin yanında silindir duvarlarına ısı transferini de içermektedir. Net ısı dağılım oranına ısı transfer oranı eklendiğinde brüt ısı dağılım oranı elde edilmektedir. Böylece, brüt ısı dağılım oranı;

$$\frac{dQ_{Brüt}}{d\theta} = \frac{k}{k-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_{It}}{d\theta} \quad (2.31)$$

formülüyle belirlenmektedir. k özgül ısılar oranı olup aşağıdaki denklemde (2.32) gaz sıcaklığına bağlı olarak hesaplanmaktadır [123].

$$k = 1,338 - 60 \times 10^{-5} T_g + 10^{-8} T_g^2 \quad (2.32)$$

Gaz sıcaklığı, referans bir noktadaki basınç, hacim ve sıcaklık değerleri kullanılarak ideal gaz kanununa göre hesaplanmaktadır.

$$T_g = PV \frac{T_{ref}}{P_{ref} V_{ref}} \quad (2.33)$$

Burada, ref alt indisi ile gösterilen değerler için emme supabının kapanma açısı olan 200 °KA'daki (alt ölü noktadan sonra 20 °KA) basınç, hacim ve gaz sıcaklığıdır.

Isı transfer oranının hesaplanmasında,

$$\frac{dQ_{It}}{d\theta} = hA(T_g - T_w) \quad (2.34)$$

denkleminde yararlanılmaktadır. T_w yanma odası duvar sıcaklığı 400 K kabul edilmiştir. Isı transfer katsayısı, h , Hohenberg tarafından belirlenen aşağıdaki formül ile hesaplanmaktadır [124].

$$h = C_1 V^{-0,06} P^{0,4} T_g^{-0,4} (V_p + C_2)^{0,8} \quad (2.35)$$

C_1 ve C_2 değerleri sırasıyla 130 ve 1,4 olarak belirlenmektedir. V anlık silindir hacmi, P krank açısına bağlı silindir basıncı, T_g krank açısına bağlı silindir gaz sıcaklığıdır. V_p ortalama piston hızı olup aşağıdaki formülden hesaplanmaktadır;

$$V_p = 2Sn/60 \quad (2.36)$$

Burada, S strok boyu (m), n devir sayısı d/dk olarak alınmaktadır.

Toplam (kümülatif) net ısı dağılımı, krank açısına göre belirlenen net ısı dağılım oranının emme supabı kapanması anından (EmSK) egzoz supabı açılması (EgSA) anına kadar her bir KA'daki net ısı dağılım değerlerinin toplanması ile bulunmaktadır. Bu çalışmada aşağıdaki denklem ile hesaplanmıştır.

$$Q_{top,net} = \int_{EmVK}^{EgVA} \frac{dQ_{net}}{d\theta} d\theta \quad (2.37)$$

2.7.9. Basınç artış oranı hesaplanması

Basınç artış oranı (BAO), silindir basıncının birinci türevi veya iki krank açısı arasındaki basınç farkı olarak hesaplanır. Yanma ve vuruntu oluşumu hakkında önemli bilgiler veren BAO değeri aşağıdaki denkleme göre hesaplanmaktadır.

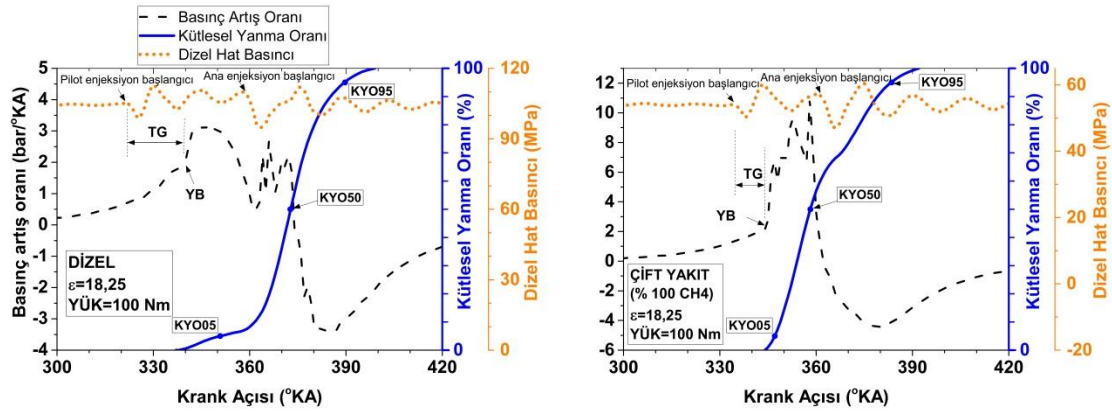
$$BAO = \frac{dP}{d\theta} \quad (2.38)$$

Birimi bar/°KA olarak belirlenmektedir. Basınç-krank açısı değerlerinin birinci türevi olarak da ifade edilebilir. Sıkıştırma periyodunda artan BAO belirli bir maksimum

değerden sonra azalmaya başlamaktadır. Bu esnada basınç eğrisi bir süre daha artar ve genişleme periyodunda maksimum silindir basınç noktasında (tepe açısında) BAO değeri sıfır olur. Silindir içi basıncı azalırken BAO negatif değerler almaktadır [125]. BAO grafikleri, ayrıca yanma başlangıcının belirlenmesinde de kullanılabilir. Şekil 2.11’de, enjeksiyon başlangıcından sonra BAO eğrisinde meydana gelen ani yükselme başlangıcı yanma başlangıcı (YB) olarak kabul edilmektedir. BAO değeri, 10 bar/°KA değerini aştığında vuruntu başlangıcı olarak kabul edilmektedir [126].

2.7.10. Yanma süresi, tutuşma gecikmesi ve KYO50 hesaplanması

Yanma süresi, gaz yakıtlarla çalışmada dikkate alınması gereken bir parametredir. Çünkü, yanma süresinin geleneksel yakıtlara göre değişmesi İYM’nin performans ve emisyon sonuçlarını etkilemektedir. Bu çalışmada yanma süresi, kütleli yanma oranının (KYO) % 5-% 95 °KA aralığı olarak hesaplanmaktadır [127]. Çünkü, daha önceki bölümlerde de belirtildiği gibi gaz yakıtlarla çalışmada, öncelikle pilot dizel yakıt oksitlenerek yanmaya başlamaktadır. Dizel yakıt yanmaya başladıktan kısa bir süre sonra gaz yakıt yanmaya başlamaktadır [128]. Şekil 2.11’de, yanma süresinin elde edilmesi grafik üzerinde gösterilmektedir.



Şekil 2.11. Dizel ve çift yakıt (%100 CH₄) çalışmasına göre tutuşma gecikmesi, kütleli yanma oranı merkezi (KYO50) ve yanma süresinin (KYO05-KYO95) belirlenmesi (Yük=100 Nm, ε=18,25).

Burada, KYO Febris yanma analiz programında tanımlı olan Rassweiler-Withrow metoduna göre hesaplanmaktadır [129, 130]. Aynı grafik üzerinde, kütleli yanma oranı merkezi (KYO50) verisinin yeri gösterilmektedir. KYO50 yanma analizlerinde sıklıkla

kullanılan bir parametredir ve silindire alınan dolgu miktarının yarısının yanmış olduğunu ifade etmektedir. Yine Şekil 2.11’de tutuşma gecikmesinin (TG) bulunması gösterilmektedir. Bu çalışmada TG, pilot yakıt enjeksiyon başlangıcı ve yanma başlangıcı arasındaki farkın KA değeri olarak hesaplanmaktadır. Enjeksiyon başlangıcı, dizel hat basınç eğrisinde ilk ani düşme başlangıç noktası olarak kabul edilmektedir. Yanma başlangıcı, Şekil 2.11’de BAO eğrisindeki ilk ani yükselme başlangıcı olarak alınmaktadır [131-133].

2.7.11. Çevrimsel değişim katsayılarının (ÇDK) hesaplanması

Çevrimsel değişimler art arda motor çevriminde meydana gelen yanma olayları hakkında önemli bilgiler vermektedir. Çevrimsel değişimlerin büyük olması araç sürüş konforuna etki etmektedir. Çevrimsel değişiklikler literatürde sıklıkla ortalama indike basınç (OİB) ve maksimum basınç (ÇDK_{OİB}, ÇDK_{Pmaks}) türünde incelenmektedir. Herhangi bir parametrenin ÇDK (%) değeri aşağıdaki gibi hesaplanır [134].

$$\text{ÇDK}_x = \frac{\sigma_x}{\bar{x}} \cdot 100 \quad (2.39)$$

Burada σ_x her hangi bir parametrenin (OİB, P_{maks}) standart sapmasıdır ve aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{N}} \quad (2.40)$$

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (2.41)$$

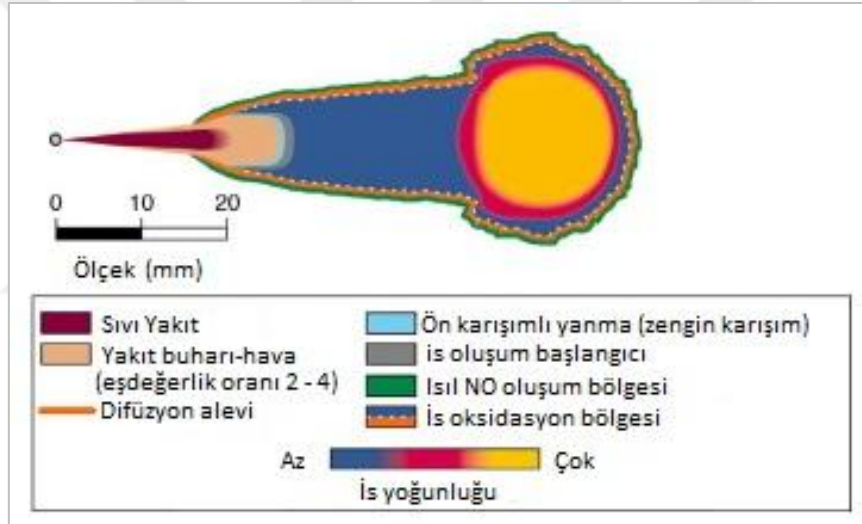
Burada, x_i her bir çevrimdeki OİB veya P_{maks}’ın gerçek değeri, $\bar{x}$ ise OİB veya P_{maks}’ın ortalama değeridir. N çevrim sayısı olup daha önce belirtildiği gibi her bir test için 200 adet çevrimden yanma analizi yapılmaktadır.

2.8. Dizel Motorlarda Yanma Fazları

Dizel motorlar, yüksek verimle çalışmalarına rağmen nispeten daha yüksek NO_x ve partikül madde emisyonları yaymaktadırlar. Dizel motorlarda yanma olayının ayrıntılı olarak ele alınması ile bu emisyonların oluşumunun anlaşılması mümkün olmaktadır. Şekil 2.12’de bir dizel yakıt demetinin yanması esnasında meydana gelen katmanlar görülmektedir. Enjektörden belirli bir mesafeye kadar sıvı yakıt buharlaşmadan ilerler. Püskürtülen sıvı yakıt belirli bir mesafeden sonra sıcak hava sayesinde bir miktar

buharlaşarak zengin bölge oluşturur. Bu zengin karışım bölgesi aynı zamanda is oluşum başlangıcını meydana getirir. Yakıt demetinin dış katmanı alev önü cephesini (difüzyon alev) oluşturur. Daha sonra bu zengin bölge hızla genişleyerek yüksek sıcaklıkta difüzyon alevi şeklinde yanar ve alev önü cephesinde NO_x emisyonlarının oluşumu gözükür. Alev çekirdeği ve başlangıçtaki zengin yakıt buharı-hava karışımı is emisyonlarının temel kaynağıdır [5].

Sıvı yakıt mesafesini uzatarak giren hava miktarını artırmak mümkündür. Hava miktarının artmasıyla zengin karışım bölgesinin eşdeğerlik oranı düşürülmekte (fakirleştirilmekte) ve is oluşumu azaltılmaktadır. Zengin karışım bölgesindeki eşdeğerlik oranı yakıtın özellikleriyle de değişmektedir. Örneğin; hava/yakıt oranı ve kendiliğinden tutuşma sıcaklığı gibi.



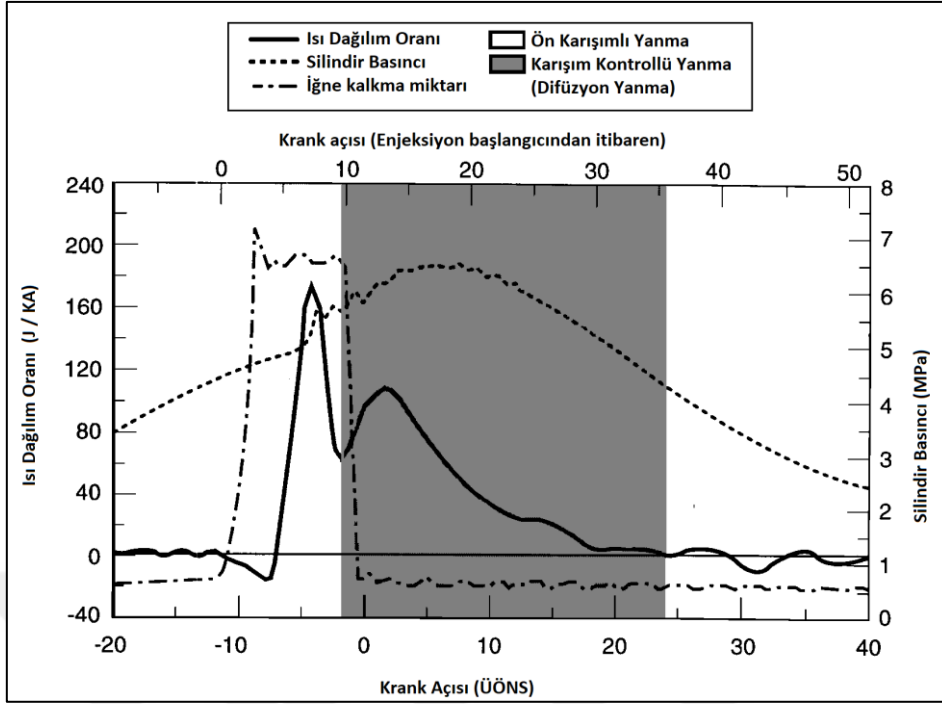
Şekil 2.12. Dizel yakıt demeti [5, 135].

NO_x oluşumu, yakıt demetini çevreleyen difüzyon alev cephesi önünde oluşmaktadır (Şekil 2.12'de yeşil hat). NO_x oluşumu daha çok maksimum gaz sıcaklığı ve oluşum için arta kalan zamanla ilişkilendirilmektedir [121]. Yanma odasında bölgesel stokiyometrik yanma oluşumlarında en fazla NO_x oluşumu gözlenmektedir. NO_x oluşumu Zeldovich mekanizmasıyla tanımlanmaktadır. Adyabatik alev sıcaklığı ile NO_x miktarı arasında yakın ilişki bulunmaktadır. Yakıtların alt ısı değeri, buharlaşma gizli ısıları, içerdikleri oksijen miktarı adyabatik alev sıcaklıklarını etkilemektedir.

Dizel motorlarda yanma karakteristikleri için silindir basıncından türetilerek elde edilen ısı dağılım oranı grafiklerinden yararlanılmaktadır (Denklem 2.30). Isı dağılım oranı grafiklerinde, yanma safhaları enjeksiyon başlangıcından itibaren başlar ve yanma sona erene kadar dört ana safhadan oluşur. Bu safhalar sırasıyla tutuşma gecikmesi, ön karışımli yanma (hızlı yanma), karışım kontrollü yanma (difüzyon) ve art (son) yanma safhalarıdır. Tutuşma gecikmesi, enjektör iğnenin kalkmasıyla birlikte yakıtın yanma odasına yüksek basınçla püskürtülmeye başladığı andan yanmanın başladığı ana kadar geçen zaman aralığıdır ve bu safhada ısı dağılım oranı negatif değerler alır. Hızlı yanma safhası olarak da bilinen ön karışımli yanma safhasında, tutuşma gecikmesi safhası boyunca ön karışım oluşturan hava ve yakıt karışımı, üst ölü nokta civarında birkaç krank açısı aralığında hızlıca yanar ve yüksek ısı dağılım oranı değerleri görülür. Bu safhada oluşan eğri yükten bağımsızdır [136] ve tutuşma gecikmesi safhası boyunca püskürtülen yakıt miktarına bağlıdır [137].

Ön karışımli yanma safhası tamamlandıktan sonra, karışım kontrollü yanma safhasında püskürtülmekte olan yakıt yanmaya devam eder. Bu aşamada, sıvı yakıtın havayla karışımı, buharlaşması, atomizasyonu ve kimyasal reaksiyonları sonucunda ön alev çekirdeği meydana gelir. Karışım kontrollü (difüzyon) yanma safhasında, yüke bağlı olarak ikinci bir yüksek veya alçak tepe noktası görülebilir. Yük arttıkça ikinci tepe noktası değeri artar ve difüzyon yanma süresi uzar [136]. Şekil 2.13’de ön karışımli yanma ve karışım kontrollü yanma safhaları görülmektedir.

Isı dağılım oranı, genişleme periyodunun sonuna doğru çok düşük değerlere yaklaştığında art yanma fazı görülür. Yanmamış küçük miktardaki zengin karışımli yanma ürünleri ve oluşan is bu safhada yakılabilir. Dolgu homojen değildir ve gazların sıcaklığı genleşmenin etkisiyle azalır. Bu safhada karışım daha fazla tam yanma belirtileri gösterir ve ayrışma oranı düşüktür [121].



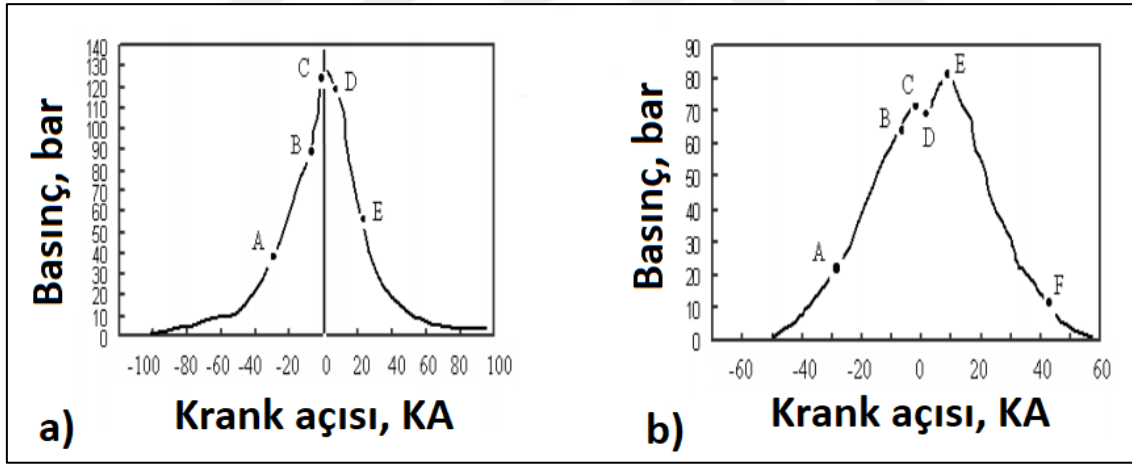
Şekil 2.13. Isı dağılım oranı, silindir basıncı ve enjektör iğnesi kalkma miktarıyla dizel yakıt yanma safhaları [138].

2.9. Dizel Motorlarda Gaz Yakıt Yanma Fazları

Önceki bölümde, dizel motorda yanma safhaları ısı dağılım eğrisi üzerinde gösterilmektedir. Bu bölümde, dizel motorda gaz yakıt kullanımında yanma safhalarında meydana gelen değişim dizel yakıt ile kıyaslanarak aralarındaki farklar üzerinde durulacaktır.

Dizel yakıt ve emme kanalından gaz yakıt verilmesiyle oluşan silindir basıncı üzerinde meydana gelen değişimler ve yanma safhaları sınırları Şekil 2.14'de gösterilmektedir. Buna göre, A noktası enjeksiyon başlangıcını ve B noktası yanma başlangıcını, C noktası ise ön karışimli yanma fazı sonunu göstermektedir. Bu durumda A-B arası tutuşma gecikmesi safhasını ve B-C arası hızlı basınç artışıyla meydana gelen ön karışimli yanma safhasını göstermektedir. Gaz yakıt, çalışmasında ilk olarak pilot dizel yakıt yanmaktadır. Gaz yakıt yanmasında A-B tutuşma gecikmesi safhası saf dizel yanmasına göre daha uzun sürmektedir. Bunun sebebi, gaz yakıtların daha fazla özgül ısıya sahip olması sonucu karışımın sıcaklığını düşürmesi ve böylece püskürtmeden sonra pilot yakıtın buharlaşma fazının uzamasıdır. Ayrıca bu durum deneysel bulgular

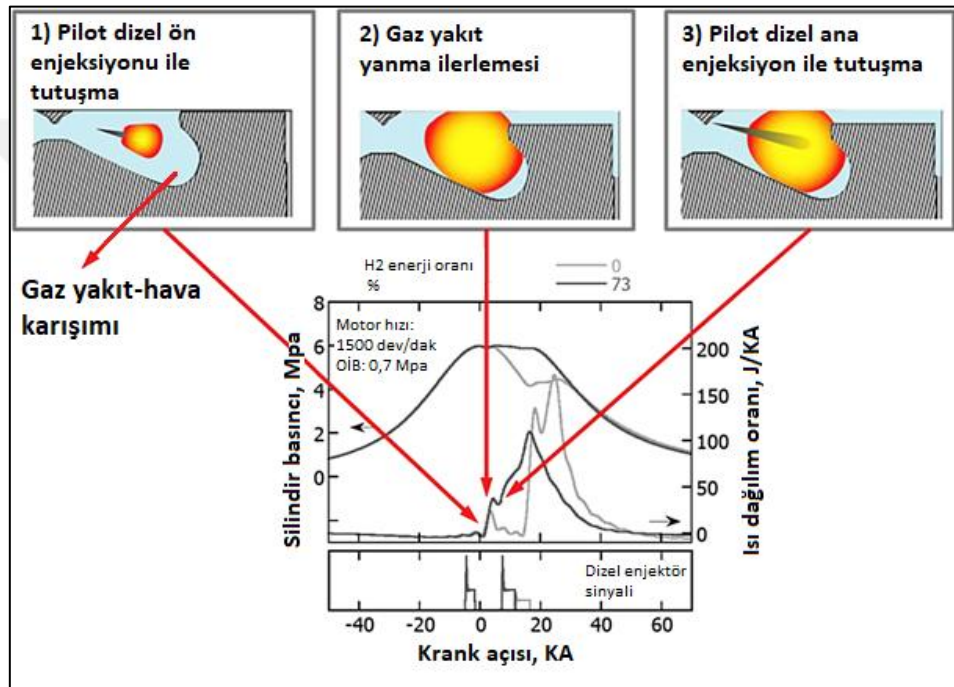
bölümünde yine ele alınacaktır. Gaz yakıt çalışmasında (b) B-C arası yine pilot dizel yakıtın ön karışimli yanma safhasıdır. Bu safhanın da dizel yanmasına göre daha düşük olduğu görülmektedir. Bu durum, artan tutuşma gecikmesinden ve gaz yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığının yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. Bu safhadan sonra, ana yakıt yanmaya başlayana kadar silindir basıncının bir miktar azaldığı görülmektedir. C-D arası saf dizel yanmasında (a) karışım kontrollü yanma safhasını gösterirken, gaz yakıt çalışmasında (b) ana yakıtın tutuşma gecikmesini göstermektedir. D-E aralığı saf dizel yakıt çalışmasında art yanmayı gösterirken, gaz yakıt çalışmasında ana yakıtın ön karışimli yanma safhasını göstermektedir. Bu safhada, alev yayılımı oldukça düzensizdir. Bu safha, üst ölü noktadan sonra (ÜÖNS) gerçekleştiği için basınç artışları herhangi bir probleme sebep olmamaktadır. E-F aralığı difüzyon kontrollü (karışım kontrollü) yanma safhasını göstermektedir. Bu safha genişleme periyodunda meydana gelmektedir. Pilot yakıt-hava karışımının art yanması ve gaz yakıt-hava karışımlarının yavaş yanması bu safhada gerçekleşmektedir. Bu safhada oksijen oranının minimum seviyede olduğu düşünülmektedir.



Şekil 2.14. Dizel motorlarda dizel (a) ve gaz yakıt (b) kullanımında silindir basıncında meydana gelen değişim [46, 139].

Ortak hat yakıt enjeksiyon sistemine sahip dizel motorlarda gaz yakıt kullanıldığında ısı dağılımı ve basınç eğrileri değişmektedir. Pilot yakıt, direkt püskürtmeli dizel motorlarda olduğu gibi tek seferde değil bir veya iki ön enjeksiyon ile püskürtülmektedir.

Bu durum, Şekil 2.15’de gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü üzere sıkıştırılan gaz yakıt-hava karışımı (hidrojen-dizel çift yakıt çalışması) üzerine tek ön enjeksiyon ile pilot dizel yakıt püskürtülmektedir. Pilot ön enjeksiyon ile ilk tutuşma başladıktan sonra yanmaya devam eden karışıma ana enjeksiyon ile yine pilot ana püskürtme yapılmaktadır. Enjeksiyon zamanları dizel enjektör sinyalinde görülmektedir. Bu enjeksiyon stratejisi ile silindir basıncının pik noktasının daha geniş krank açısı oluşturduğu görülmektedir. Saf dizel çalışmada, iki basınç piki oluştuğu ve ön enjeksiyon ile oluşan pikin daha az değerde olduğuna dikkat edilmelidir.



Şekil 2.15. Ortak hatlı dizel motorda ön ve ana enjeksiyon ile gaz yakıt yanması [60].

Isı dağılım oranı, gaz yakıt kullanımında ön enjeksiyon ile bir miktar artarak bir tepe noktası oluşturmaktadır. Daha sonra, ana enjeksiyon ile ikinci bir tepe noktası daha oluşturmaktadır. Tepe noktalarının büyüklüğü motorun yük durumuna göre değişmektedir. Şekil 2.15’de normal dizel çalışmasıyla elde edilen ısı dağılım oranında ikinci tepe noktasının daha büyük olduğu ve Şekil 2.13’deki gibi iki tepe noktasından oluştuğu görülmektedir. Bu durum, ortak hatlı dizel motorlarda dizel yanması için beklenen bir sonuçtur.

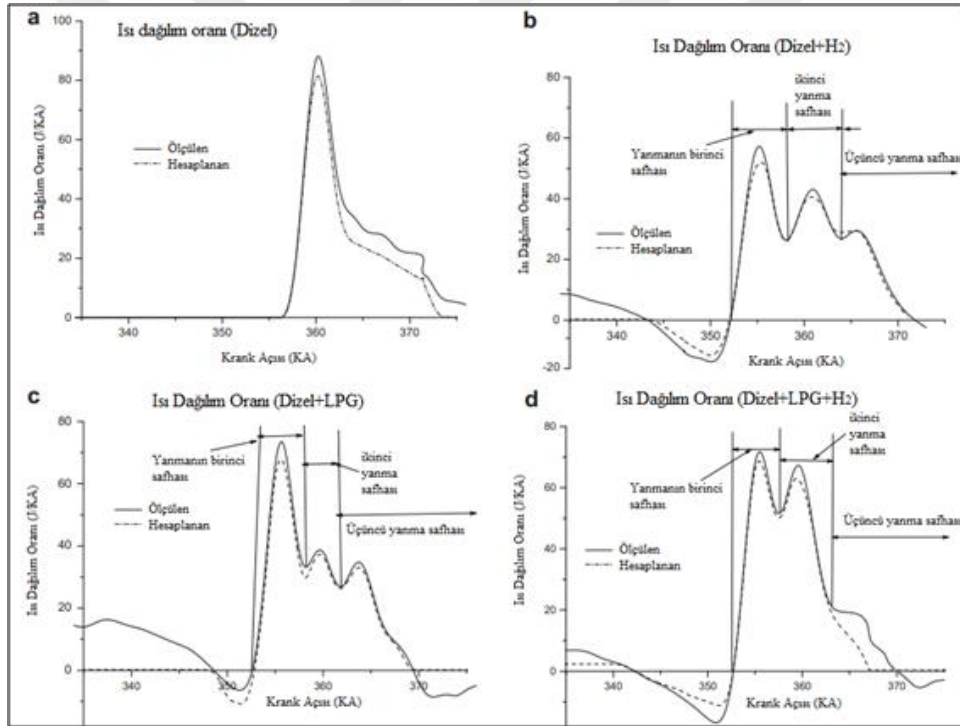
Dizel ve gaz yakıt çalışmasında yanma safhalarını daha iyi açıklamak için aşağıdaki Şekil 2.16 (a-d) incelenmelidir. Şekil 2.16 (a)’da sadece dizel yanmasıyla oluşan ısı

dağılım oranında tek tepe noktası görülmekte ve iki safhadan (ön karışım ve difüzyon) oluşmaktadır. Şekil 2.16 (b-d)'de farklı gaz yakıtlarla çalışmada oluşan ısı dağılım oranları görülmektedir. Gaz yakıt çalışmalarında dizel çalışmasına ek olarak bir fazın daha eklendiği görülmektedir. Buna göre;

Birinci yanma safhası, ön karışım yanma safhası olup genelde pilot yakıtın ve tutuşma gecikmesinde pilot yakıt buharıyla karışan kısmi orandaki gaz yakıtın yanmasını kapsamaktadır.

İkinci yanma safhası, geriye kalan pilot yakıtın difüzyon yanmasını ve yakıt demeti etrafındaki gaz yakıtın tutuşmasını ve ön karışım yanmasını kapsamaktadır.

Üçüncü yanma safhasında kalan gaz yakıtın yanması gerçekleşmektedir [137].



Şekil. 2.16. Dizel ve gaz yakıt karışımları için net ısı dağılım oranları ve yanma fazları [137].

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde, testler sonucunda elde edilen bulgular grafikler halinde sunulmuştur. Testler, 1750 d/dk sabit motor devrinde 25 Nm, 50 Nm, 75 Nm ve 100 Nm motor yüklerinde yapılmıştır. Testlerde öncelikle dizel yakıt ile çalışmalar yapılmıştır. Daha sonra metan ve hidrojen yakıtlarıyla çalışmalar yapılmıştır. Hidrojen oranı, tüm yükler için metan gazına % 5 ve % 10 oranlarında eklenerek kullanılmıştır. Daha sonra sıkıştırma oranı değiştirilerek aynı devir ve yüklerde testler tekrarlanmıştır. Deneylerden toplanan verilerle ortalama silindir basıncı, basınç artış oranı, net ve toplam ısı dağılımı, tutuşma gecikmesi, yanma süreleri, kütleli yanma oranı merkezi, çevrimsel değişim katsayıları, efektif özgül yakıt tüketimi ve özgül enerji tüketimi, efektif verim, egzoz gaz sıcaklıkları ve egzoz emisyonları farklı yük ve sıkıştırma oranlarına göre analiz edilmektedir.

3.1. Yanma Analizi

Yanma analizinde kullanılan en temel bulgu, yanma odasında farklı çalışma şartlarında krank açısına göre meydana gelen silindir basıncıdır. Ölçülen silindir basıncı ile diğer yanma değişkenleri analiz edilmekte ve İYM'lerin tasarımında göz önüne alınmaktadır. Maksimum silindir basıncı, basınç artış oranı değerleri, ısı dağılım oranı, kütleli yanma oranı, tutuşma gecikmesi, yanma süresi gibi önemli yanma değişkenleri bunlardan bazılarıdır. Bu değişkenlerin belirlenmesi çok hassas mühendislik hesaplamaları, oldukça pahalı donanımlar, uzun hesaplama süreleri ve ciddi bir işgücü gerektirmektedir. Bu sebepten bazı varsayımlar yapılarak mevcut donanımlarla ve yazılımlarla işgücü azaltılmakta ve hesaplama süresi kısaltılmaktadır. Hesaplamalarda yapılan varsayımlar ve kabuller kısaca şunlardır;

- Emme havası, dizel yakıt, gaz yakıt ve yanma ürünleri ideal gaz olduğu varsayılmıştır.
- Piston ile silindir arasında ve segman boşluklarında meydana gelen kompresyon kaçakları ve yanmamış yakıt miktarı ihmal edilmiştir.
- Silindir içerisinde oluşan yanmış ve yanmamış karışım bölgeleri ile bölgesel zengin/fakir yakıt karışımları ihmal edilmiş, tüm karışımın ortalama değerlere göre davranış gösterdiği kabul edilmiştir.

- Silindir içerisindeki karışımların kimyasal dengede olduğu, ayrışma ve eksik yanma gibi olayların oluşmadığı kabul edilmiştir.

3.1.1. Silindir gaz basınçları ve ısı dağılım oranlarının karşılaştırılması

Ortak hat sistemine sahip dizel motorlarda, geleneksel direkt püskürtmeli dizel sistemlerine göre birden fazla püskürtme yapılarak yanmanın daha kararlı hale getirilmesi, motor gürültü ve emisyonlarının iyileştirilmesi amaçlanmaktadır. Geleneksel dizel motorlar bir çevrimde püskürteceği yakıtı tek seferde yanma odasına püskürttüğünde yanma sonucu meydana gelecek yüksek basınç artış oranlarına neden olmakta ve motorda gürültü, titreşim ve zararlı emisyonlar oluşmaktadır. Ortak hatlı dizel motorlarda tek seferde yapılacak püskürtmenin küçük bir miktarı bir veya birden çok ön püskürtme ile basınç artış oranları, yanma gürültüsü ve emisyonlar daha makul seviyelerde tutulabilmektedir. Bu çalışmada kullanılan deney motorunda ana püskürtmeden önce EKÜ tarafından tek ön püskürtme yapılmaktadır. Ön püskürtme sonucu silindir basıncı ve ısı dağılım oranları tek ana püskürtmedeki silindir basınç ve ısı dağılım oranlarına göre önemli oranda değişmektedir [140].

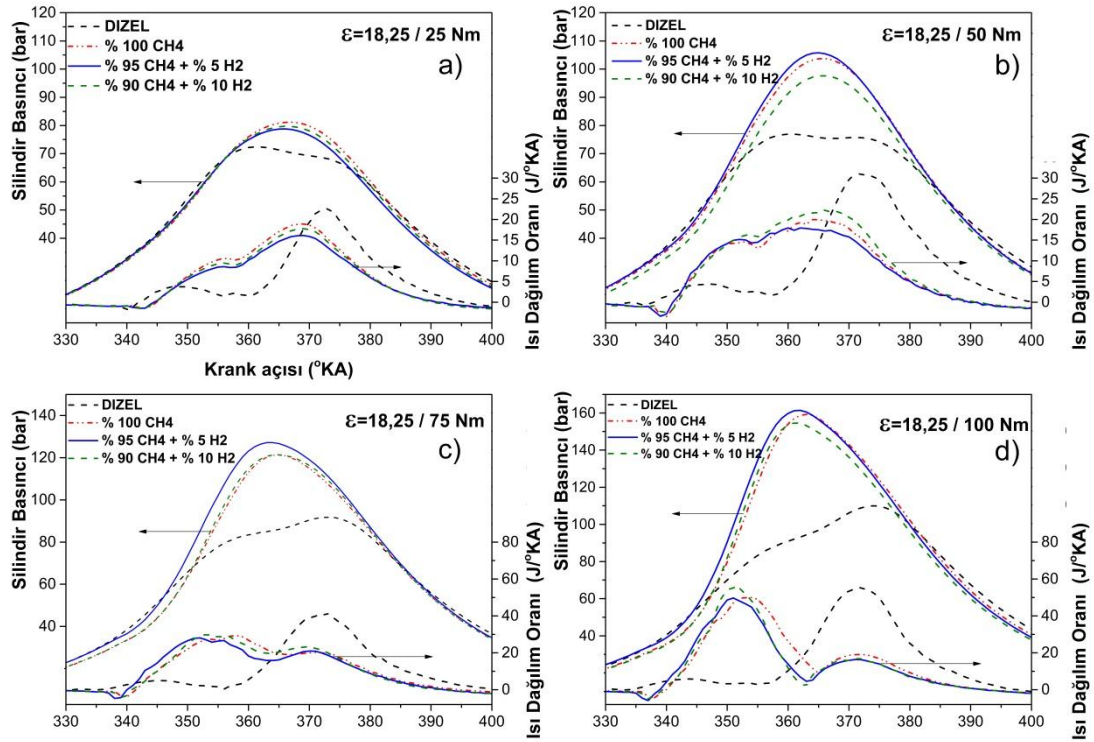
Farklı sıkıştırma oranlarında ve farklı yüklerde dizel ve gaz yakıtlarla meydana gelen basınç ve ısı dağılım oranları Şekil 3.1 (a-d), 3.2 (a-d) ve 3.3 (a-d)'de gösterilmektedir. Dizel basıncının tüm yüklerde iki tepe noktası yaptığı görülmektedir. Düşük yüklerde (25 Nm ve bazı 50 Nm yüklerde) normal dizel çalışmasında ön püskürtmeden kaynaklanan ÜÖN civarında silindir içi basıncının ilk tepe noktası görülmektedir. Maksimum noktadan sonra ise ana püskürtmeyle oluşan yanma sonucunda ikinci tepe noktası görülmektedir. Düşük yüklerde, sıkıştırma sonu basıncının düşük olması ve ön püskürtme ile enjekte edilen yakıt miktarının daha az olması ilk basınç pikinin ikinci basınç pikinden daha düşük olmasına neden olmaktadır. Yük arttıkça ana enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarının ön püskürtmedeki miktara göre önemli oranda artması maksimum basıncın hem ön püskürtme basıncından daha fazla hem de ÜÖN'dan 11-15 °KA kadar uzaklaşmasına neden olmaktadır. Bu durum, tüm sıkıştırma oranları ve yükler için Tablo 3.1, 3.2 ve 3.3'de verilen değerlerden açıkça görülmektedir.

Gaz yakıtlar için grafikler incelendiğinde, silindir basınçlarının tüm yüklerde dizelden daha fazla olduğu ve çan eğrisi şeklinde simetriğe yakın bir eğri sergilediği görülmektedir. Dizel basınç eğrilerine göre iki tepe noktası yerine tek tepe noktasından

oluşmaktadır. Gaz yakıtlar, emme kanalından verilerek hava ile ön karışımli olarak yanma odasına homojen karışımla alınmaktadır. Pilot yakıtın püskürtülmesi ile birçok noktada yanma başlar. Homojen hava-yakıt karışımı yanma odasında hızla ilerleyerek yanar. Yanma odası duvarlarına yakın mesafeye kadar yanma devam eder. Genişleme periyodunda artan hacimle birlikte basınç düşmeye başlar. Devam eden genişleme periyodunda üçüncü yanma safhası sonlarına doğru yanma biterek basıncın ve sıcaklıkların düşmesine neden olur. Dizel yanmasında, yanma odası duvarlarına yakın bölgelerde sadece hava bulunurken gaz yakıtlarla çalışmada yanma odasında homojen hava-yakıt karışımı bulunmaktadır. Bunun için gaz yakıtların yanmasında basınç eğrileri düzenli ve hızlı artış-azalışlarla tek tepe noktası gösterir.

Ayrıca, sıkıştırma periyodunda gaz yakıtların genel olarak dizelden daha az silindir basıncı meydana getirdiği görülmektedir. Bu durum, gaz yakıtların özgül ısı değerlerinin yüksek olmasından ve sıvı pilot yakıtın buharlaşmak için karışımın ısını emmesinden kaynaklanmaktadır. [37, 103, 107]. Bu durum, pilot yakıt püskürtüldüğünde ısı dağılım oranında negatife düşen değerlerle açıkça görülmektedir.

Çalışmada, genel olarak gaz yakıtların basınç eğrileri sıkıştırma periyodunda daha az oluşurken yanma başlangıcından itibaren hızla artarak dizelden daha fazla maksimum basınç ürettiği görülmektedir. Homojen yakıt-hava karışımı ve daha geç püskürtme başlangıcı sonucunda çift yakıt kullanımında daha yüksek sıcaklıklarda başlayan yanma ön karışımli yanma fazının dizele göre artmasına sebep olmuştur. Kısa sürede daha fazla yakıt yakılacağından dolayı yanma merkezi daha erken oluşmaktadır. Gaz yakıtların yanma başlangıcından itibaren silindir basınçları hızla artarak dizelden daha yüksek değerlere ulaşmaktadır. Bu durum, literatürdeki çalışmalarla uyumludur [17, 107, 125]. Ancak, Papagiannakis ve Hountalas [37] gaz yakıtların yanma başlangıcından itibaren dizelden daha az maksimum basınç oluşturduğunu göstermişlerdir. Bu çalışmada, düşük yükte basınç ve ısı dağılım oranı sonuçları, Zhou ve diğerleri [102], Abu-Jrai ve diğerleri [103], Lounici ve diğerleri [107] tarafından yapılan çalışmalardaki sonuçlarla uyumlu gözükmektedir.



Şekil 3.1. Orijinal sıkıştırma oranında ($\epsilon=18,25$) ve farklı yüklerde (25 Nm, 50 Nm, 75 Nm ve 100 Nm) dizel ve gaz yakıtların silindir basınçları ve ısı dağılım oranları.

Tablo 3.1. $\epsilon=18,25$ 'te maksimum basınç, ısı dağılım oranı ve tepe açısı değerleri.

YÜK	$\epsilon=18,25$ Maksimum basınç (bar)/Tepe açısı (°KA)				$\epsilon=18,25$ Maks. ısı dağ. oranı (J/°KA)/Tepe açısı (°KA)			
	Dizel	M100	M95H5	M90H10	Dizel	M100	M95H5	M90H10
25 Nm	72,43/361	81,2/367	78,7/366	79,75/366	22,6/373	18,94/369	16,12/369	17,8/369
50 Nm	76,90/361	103,8/366	105,8/365	97,65/366	31,04/372	19,98/364	17,94/360	22,3/367
75 Nm	91,78/373	121,3/365	127,2/364	121,4/365	40,07/371	29,29/358	28,06/352	29,87/353
100 Nm	110,03/374	159,23/363	161,4/362	154,7/361	55,48/372	50,02/354	49,72/351	55,49/351

Dizel yakıt için yük arttıkça maksimum basınç değerlerinin hızlı bir şekilde arttığı görülmektedir. Dizel için en düşük basıncın 15,8 sıkıştırma oranında 25 Nm yükte 53,1 bar olduğu, en yüksek basıncın ise 16,9 sıkıştırma oranında 100 Nm yükte 112,2 bar olduğu görülmüştür. Sıkıştırma oranı azaldıkça her yükte, dizel ve gaz yakıtlar arasındaki maksimum basınç farkı azalmaktadır. En düşük sıkıştırma oranında ve yükte farkın en az olduğu, en yüksek sıkıştırma oranı ve yükte dizel ile gaz yakıtların maksimum basınç farkının en fazla olduğu görülmektedir. Bu durum, yüksek sıkıştırma

oranlarında ani ve yüksek basınç artış oranlarından ve yüksek silindir içi sıcaklıklarından kaynaklanmaktadır.

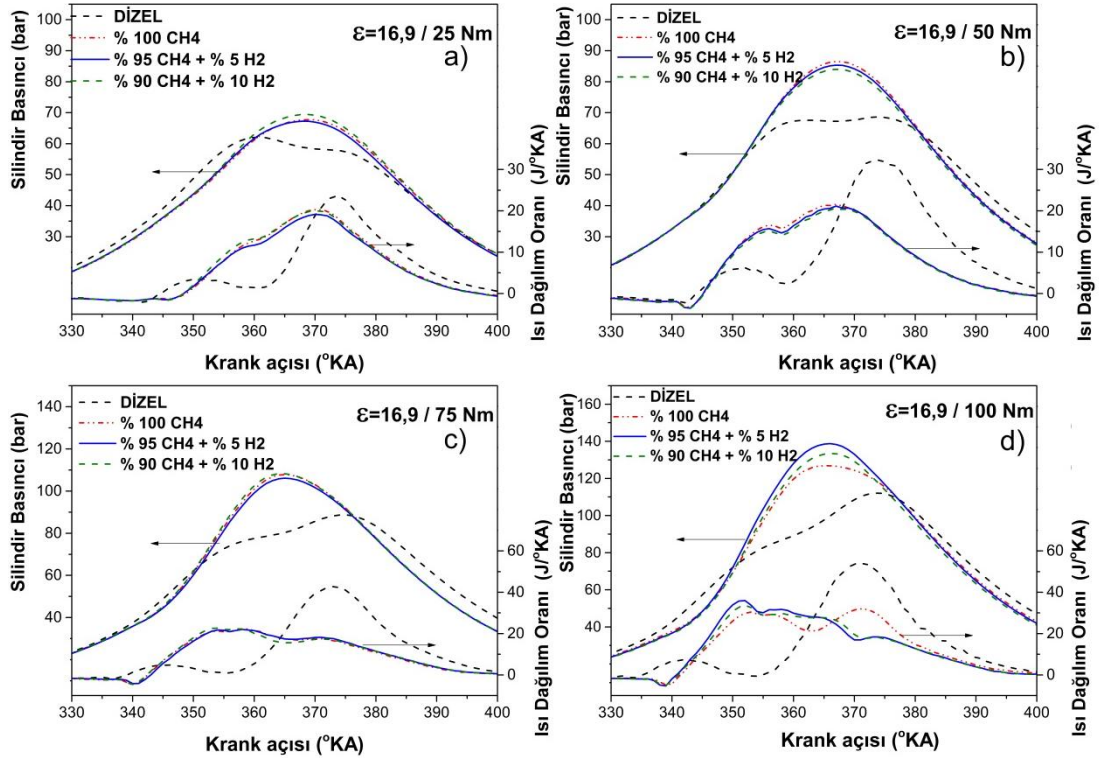
Metan gazına hidrojen eklenmesiyle silindir basınçlarında ve ısı dağılım oranlarında tutarlı bir değişim görülmemektedir. Hidrojenin hacimsel alt ısı değerinin metandan daha düşük olması ve böylece karışımın enerji yoğunluğunu düşürmesi bunun başlıca sebeplerinden biridir [77, 107]. Karim ve diğerleri [141], stokiyometrik karışımlar için hidrojen çalışmasına göre metan çalışması durumunda % 54 daha fazla enerji girişi olduğunu vurgulamaktadır. Tepe açısının ise genel olarak metandan daha erken oluştuğu gözlenmektedir. Hidrojenin alev ilerle hızı metan gazından daha fazladır. Hidrojenin metan gazına karıştırılması sonucunda yanma hızı artmakta ve maksimum basınçların daha erken oluşmasına neden olmaktadır. Metan gazına düşük oranlarda hidrojen ilave edilmesi durumunda elde edilen silindir basınç ve ısı dağılım oranı sonuçları, Tarabet ve diğerleri [17], Bhasker ve Porpatham [78], Tangöz ve diğerleri [79], Lounici ve diğerleri [107] tarafından yapılan çalışmalarda bulgular ile uyumlu gözükmemektedir.

Tablo 3.2. $\varepsilon=16,9$ 'da maksimum basınç, ısı dağılım oranı ve tepe açısı değerleri.

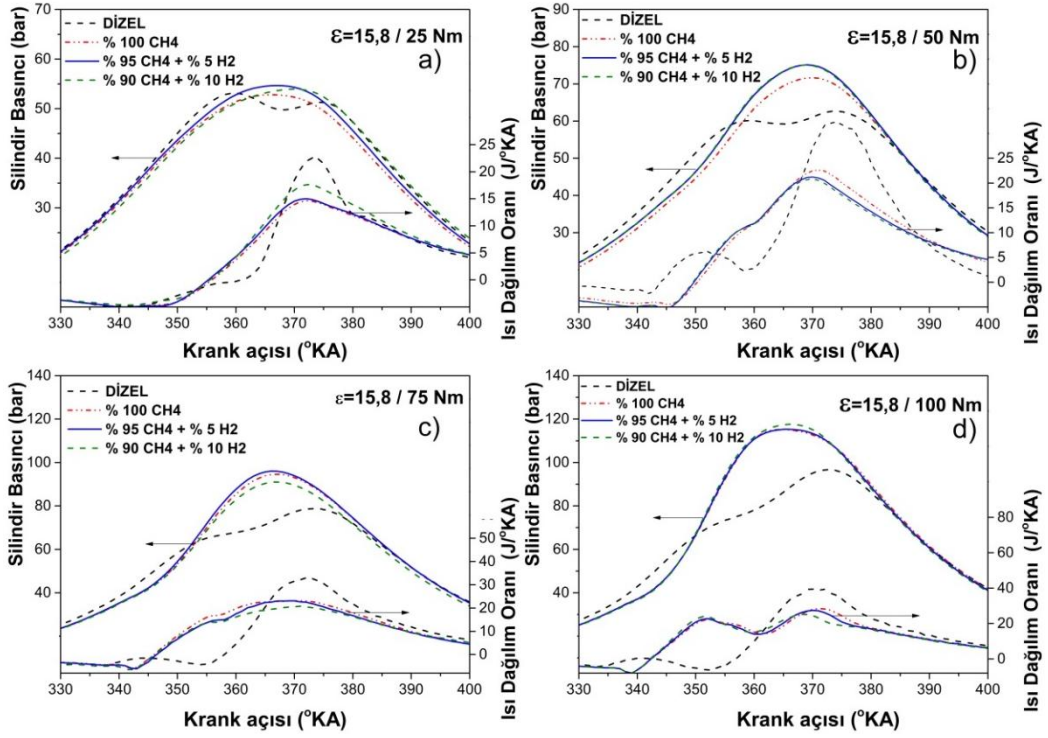
$\varepsilon=16,9$ Maksimum basınç (bar)/Tepe açısı ($^{\circ}\text{KA}$)					$\varepsilon=16,9$ Maks. ısı dağı. oranı ($\text{J}/^{\circ}\text{KA}$)/Tepe açısı ($^{\circ}\text{KA}$)			
YÜK	Dizel	M100	M95H5	M90H10	Dizel	M100	M95H5	M90H10
25 Nm	62,04/360	67,76/369	67,25/368	69,42/368	23,5/374	20,28/370	19,04/371	20,01/370
50 Nm	67,98/371	86,53/367	85,33/367	84,04/367	32,02/373	21,57/367	21,17/367	20,66/367
75 Nm	88,68/375	107,8/365	105,9/366	108,2/365	42,44/372	22,35/358	21,95/358	22,65/354
100 Nm	112,2/374	126,89/365	138,7/366	133,5/366	53,99/371	31,95/371	31,68/358	33,65/352

Tablo 3.3. $\varepsilon=15,8$ 'de maksimum basınç, ısı dağılım oranı ve tepe açısı değerleri.

$\varepsilon=15,8$ Maksimum basınç (bar)/Tepe açısı ($^{\circ}\text{KA}$)					$\varepsilon=15,8$ Maks. ısı dağılım oranı ($\text{J}/^{\circ}\text{KA}$)/Tepe açısı ($^{\circ}\text{KA}$)			
YÜK	Dizel	M100	M95H5	M90H10	Dizel	M100	M95H5	M90H10
25 Nm	53,1/360	52,79/366	54,67/367	53,95/370	22,56/373	14,62/372	15,01/372	17,62/372
50 Nm	62,7/374	71,64/370	75,11/369	75,06/369	26,9/373	22,60/371	21,21/370	20,83/370
75 Nm	78,8/373	94,59/367	95,99/366	91,05/367	32,95/372	23,16/371	23,09/369	20,79/371
100 Nm	96,7/373	115,21/365	115,3/366	117,6/366	39,56/370	28,42/371	27,51/370	25,21/368

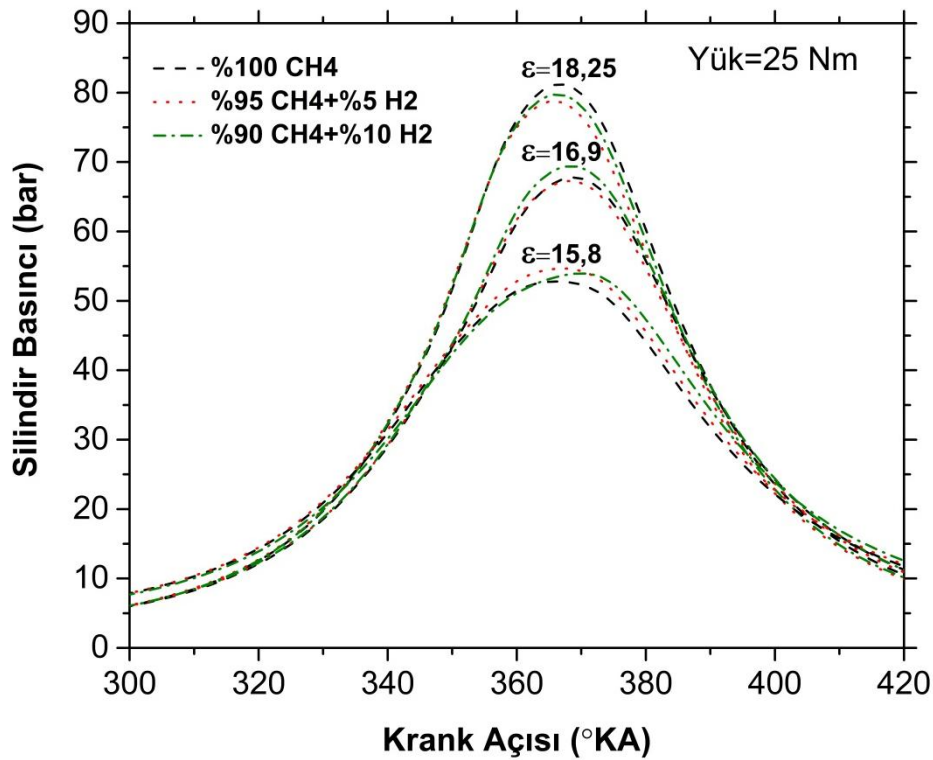


Şekil 3.2. $\epsilon=16,9$ sıkıştırma oranında ve farklı yüklerde (25 Nm, 50 Nm, 75 Nm ve 100 Nm) dizel ve gaz yakıtların silindir basınçları ve ısı dağılım oranları.



Şekil 3.3. $\epsilon=15,8$ sıkıştırma oranında ve farklı yüklerde (25 Nm, 50 Nm, 75 Nm ve 100 Nm) dizel ve gaz yakıtların silindir basınçları ve ısı dağılım oranları.

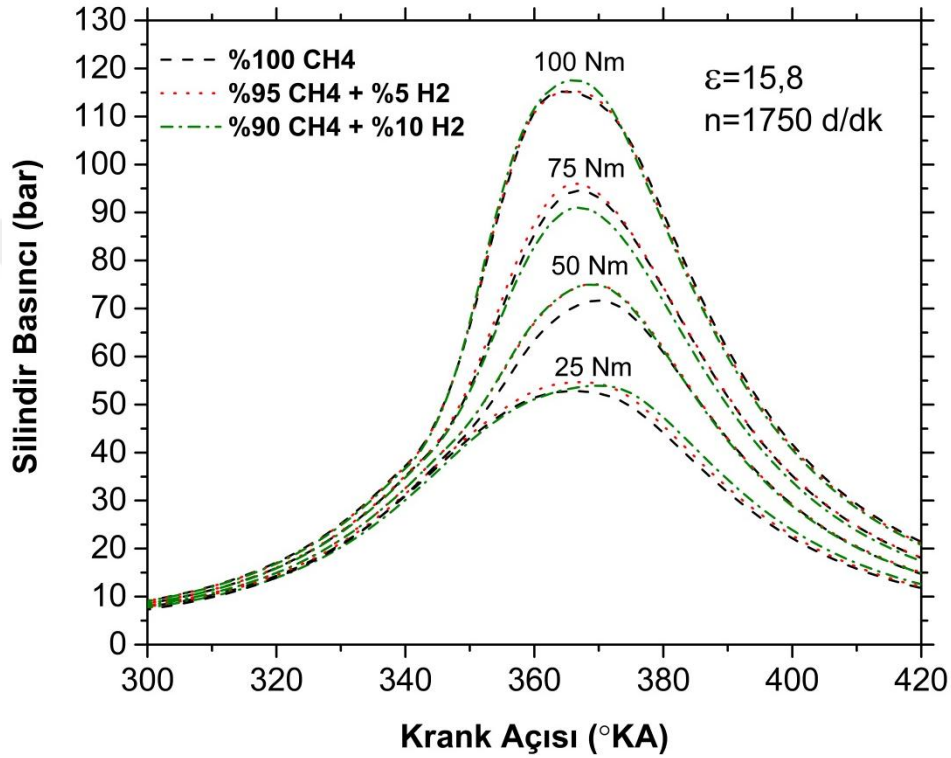
Sabit bir yükte, sıkıştırma oranının azalması sonucu gaz yakıtların maksimum silindir basıncı azalmaktadır. Şekil 3.4’de, 25 Nm sabit yükte sıkıştırma oranının azalmasıyla gaz yakıtlarda meydana gelen maksimum basınç değerlerinin azaldığı görülmektedir. Dizel yakıtıyla $\epsilon=18,25$ ’de 361°KA ’da maksimum 72,43 bar, $\epsilon=16,9$ ’da 360°KA ’da maksimum 62,04 bar, $\epsilon=15,8$ ’de 360°KA ’da maksimum 53,1 bar değerlerine ulaşılmıştır. Gaz yakıtlar açısından ise üç farklı gazın maksimum değerlerin ortalaması göz önüne alındığında $\epsilon=18,25$ ’de yaklaşık 80 bar, $\epsilon=16,9$ ’da yaklaşık 68 bar, $\epsilon=15,8$ ’de yaklaşık 54 bar basınca düştüğü görülmektedir. Belgiorno ve diğerleri [130], Lal ve Mohapatra [142], Bora ve diğerleri [143] farklı sıkıştırma oranlarında benzer sonuçlar elde etmişlerdir.



Şekil 3.4. 25 Nm yükte farklı sıkıştırma oranlarında ($\epsilon=15,8$, $\epsilon=16,9$ ve $\epsilon=18,25$) gaz yakıtların silindir basınçları.

Sabit sıkıştırma oranında gaz yakıt kullanımında yüke göre silindir basınçlarının değişimleri ise Şekil 3.5’de gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi yük artarken silindir basınçları açıkça artış göstermektedir. $\epsilon=15,8$ ’de, 100 Nm, 75 Nm, 50 Nm ve 25 Nm yükte sırasıyla meydana gelen maksimum silindir basınçları ortalama olarak yaklaşık 116 bar, 94 bar, 74 bar ve 54 bar olarak belirlenmektedir. Artan yüklerle birlikte

gaz ve pilot yakıt miktarlarının artmasıyla yanma sonu sıcaklığı artmakta ve silindir basınçları yükselmektedir. Ayrıca, artan yükte birlikte silindir basıncı tepe noktalarının ÜÖN'ya yaklaşarak daha erken oluştuğu görülmektedir. Bu durum, artan yükte birlikte yanma hızının artmasından ve ani basınç artış oranlarından kaynaklanmaktadır. Lal ve Mohapatra [142], Sagar ve Agarwal [76], Namasivayam ve diğerleri [131] benzer sonuçlar elde etmişlerdir.

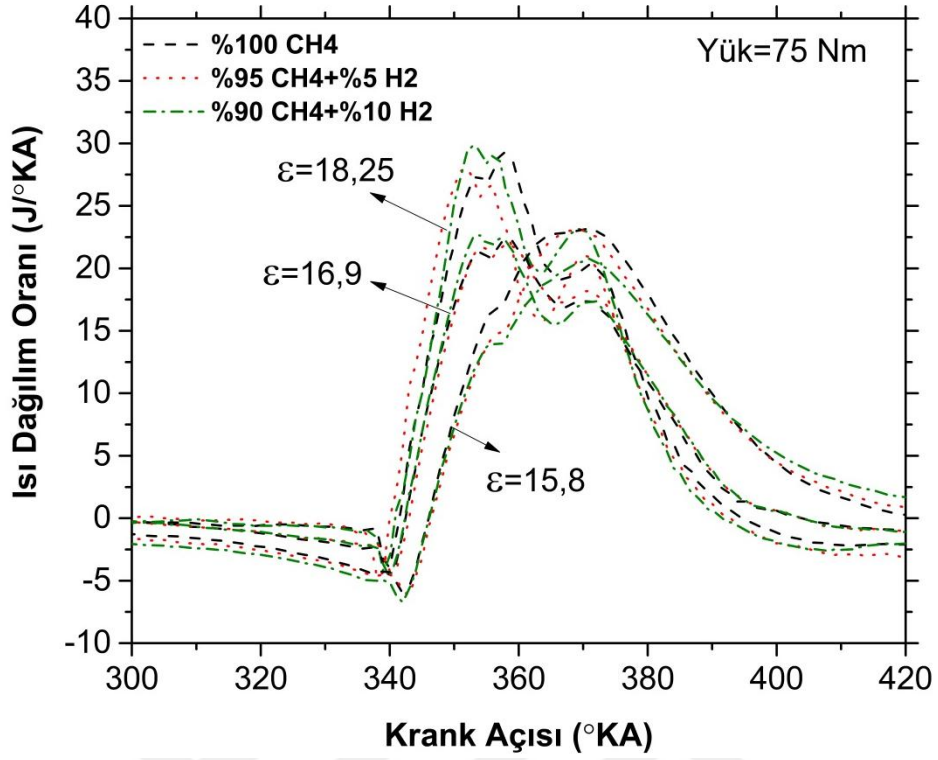


Şekil 3.5. Sabit sıkıştırma oranında ($\epsilon=15,8$) farklı yüklerde (25 Nm, 50 Nm, 75 Nm ve 100 Nm) gaz yakıtların silindir basınçları.

Isı dağılım oranı, bir İYM'de yanma performansı hakkında önemli bulgular ortaya çıkaran en önemli parametrelerden biridir. Şekil 3.1-3.3'te verilen grafiklerde silindir içi basınçlarına karşılık gelen ısı dağılım oranları görülmektedir. Genel olarak bakıldığında hem dizel yakıt hem de gaz yakıtlar için ısı dağılım oranları iki tepe noktası oluşturmaktadır. Dizel için ısı dağılım oranındaki ilk tepe noktası pilot yakıtın ön püskürtülmesinden, ikinci tepe noktası ise pilot yakıtın ana püskürtülmesinden kaynaklanmaktadır [140]. Gaz yakıtlarda ısı dağılımı dizele göre oldukça farklıdır ve birinci ve ikinci tepe noktaları yüke ve sıkıştırma oranına göre önemli oranda değişmektedir. Gaz yakıtların krank açısına göre ısı dağılım oranı değişimi, normal

dizel çalışmasında olduğu gibi birinci tepe noktası pilot yakıtın ön püskürtülmesinden ikinci tepe noktası ise pilot yakıtın ana püskürtülmesinden kaynaklanmaktadır [59, 60, 130, 144]. Gaz yakıtlar için, herhangi bir sıkıştırma oranında düşük yükte (25 Nm) birinci tepe noktası ikinci tepe noktasına göre daha düşük seviyededir. Orta yüklere geçişte (50 Nm, 75 Nm) pilot yakıt ön püskürtme miktarının artmasından dolayı birinci tepe noktası nispeten yükselmekte ve ikinci tepe noktası azalmaktadır. Yüksek yükte (100 Nm) pilot yakıt miktarının daha fazla artmasından dolayı birinci tepe noktası ikinci tepe noktasına göre daha yüksek oluşmaktadır. Diğer bir ifadeyle, sabit sıkıştırma oranında yük arttıkça birinci tepe noktası yükselmekteyken ikinci tepe noktası azalmaktadır. 18,25 ve 16,9 sıkıştırma oranlarında, 25 Nm ve 50 Nm yüklerde birinci tepe noktası ikinci tepe noktasından daha az seviyededir. 15,8 sıkıştırma oranında ise 25 Nm, 50 Nm ve 75 Nm yüklerde birinci tepe noktası ikinci tepe noktasından daha az seviyededir. Artan yüklerle birlikte gaz yakıt miktarının artmasıyla ilk tutuşmadan sonra daha fazla karışım yanmaktadır. Bu durumda, ikinci enjeksiyona kadar ön enjeksiyonla birlikte daha fazla yakıt hava karışımının yanması mümkündür. Artan yüklerle birlikte tepe açıları ÜÖNÖ'ye doğru kaymakta ve birinci tepe noktasında ısı dağılım oranı değerleri yükselmektedir. Artan yüklerle birlikte, azalan oksijen miktarı pilot dizel ön ve ana enjeksiyonlarında verimsiz bir yanmaya neden olmaktadır [114]. Özellikle ana enjeksiyonla yanmaya kalan oksijen miktarı bir hayli azalacağından ısı dağılım oranının ikinci tepe noktası daha düşük olmaktadır.

Şekil 3.6'da sabit yükte sıkıştırma oranı artışının ısı dağılım oranına etkisi görülmektedir. Sabit bir yükte sıkıştırma oranı arttıkça, ısı dağılım oranının birinci tepe noktası artarken ikinci tepe noktası azalmaktadır. Diğer bir deyişle, yanmanın birinci safhası artmaktadır [22, 79, 81, 130, 145]. Sıkıştırma oranı arttıkça artan sıkıştırma sonucu basıncının etkisiyle ön karışimli yanma safhasında daha fazla yakıt yanmaktadır. Böylece, ısı dağılım oranı ve maksimum basınç daha erken oluşmaktadır (Şekil 3.4). Yüksek sıkıştırma oranı veya yüksek yükte karışımın çoğunun pilot ön enjeksiyonuyla birlikte yanmasından dolayı birinci yanma safhasında tepe noktası artmakta ve bu safhada büyük oranda oksijen tüketilmektedir. İkinci pilot enjeksiyonla yanacak gaz yakıt miktarı kalan oksijen yetersizliğinden dolayı ikinci tepe noktası azalmaktadır [114]. Yanma, ÜÖNÖ daha etkili olmaktadır. Bu durum, azalan hacimde meydana geldiği için basınç artış oranlarının da yükselmesine neden olmaktadır. Di Blasio ve



Şekil 3.6. Sabit yükte (75 Nm) ve farklı sıkıştırma oranlarında ($\epsilon=15,8$, $\epsilon=16,9$ ve $\epsilon=18,25$) gaz yakıtların ısı dağılım oranlarının karşılaştırılması.

diğerleri [146, 147], metan kullandıkları ortak hat dizel motorda en yüksek sıkıştırma oranında ilk tepe noktasının diğer sıkıştırma oranlarındaki ilk tepe noktalarından daha fazla olduğunu ancak ikinci tepe noktasının diğerlerinden daha az olduğunu göstermişlerdir. Bu sonuç, yapılan bu çalışmadaki gaz yakıt sonuçlarıyla benzer durum sergilemektedir.

3.1.2. Basınç artış oranlarının (BAO) karşılaştırılması

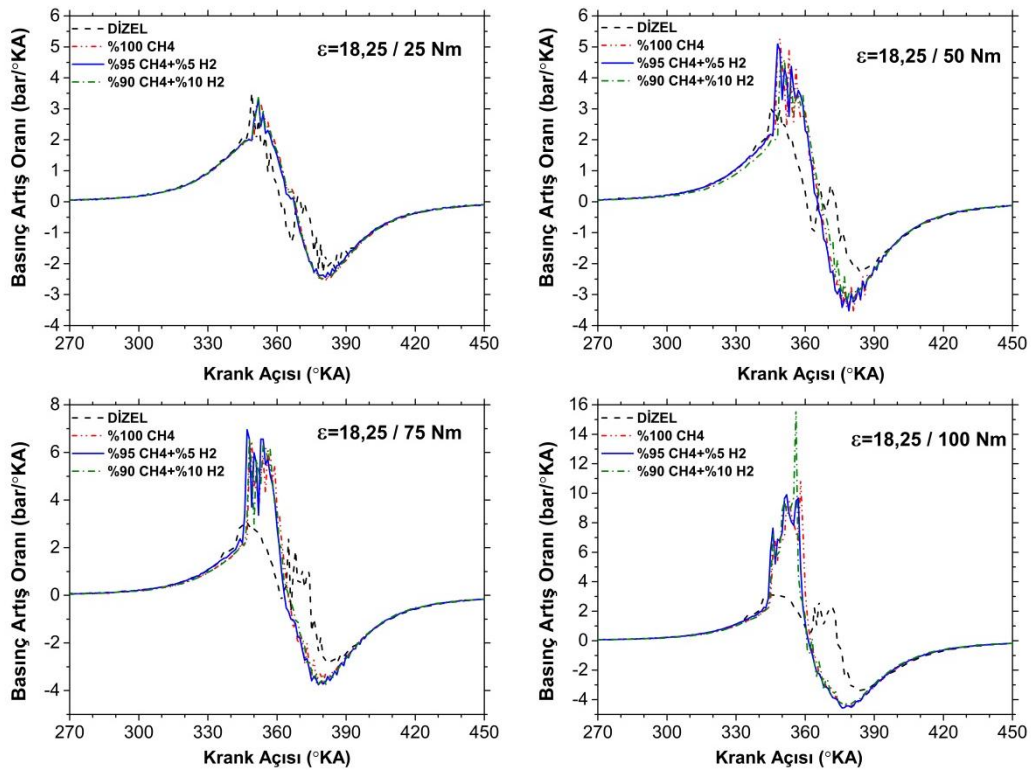
Yanma esnasında meydana gelen ani basınç artış oranlarından önemli bilgiler elde edilmektedir. Yanma gürültüsünün veya vuruntunun araştırılmasında kullanılan BAO, birim krank açısındaki basınç değişimini ifade etmektedir. Bu çalışmada, $10 \text{ bar/}^\circ\text{KA}$ BAO değeri motorda vuruntu sınırı olarak kabul edilmektedir [126]. Testler boyunca dizel ve gaz yakıtların yanması sonucu elde edilen BAO bulguları farklı sıkıştırma oranları için Şekil 3.7, 3.8 ve 3.9’da gösterilmektedir. Grafiklerden açıkça görülmektedir ki gaz yakıt kullanımında tüm yüklerde hem yanma başlangıcı dizele göre bir miktar gecikmekte hem de maksimum BAO değerleri dizele göre daha fazla

oluşmaktadır. Gaz yakıtların yanma başlangıcının pilot dizel yakıtın ön enjeksiyon ile püskürtülmesinden kısa bir süre sonra başladığı görülmektedir. Daha önce belirtildiği gibi, gaz yakıt kullanımında pilot dizel miktarı aynı yükteki dizel miktarının % 20'si kadardır. Bu durumda, pilot yakıt için gaz koluna daha az basılacaktır. Bu durum, motorunun EKÜ'sünün düşük yükte çalışma modunu algılamasına ve pilot enjeksiyon avansını otomatik olarak geciktirmesine neden olmaktadır. Sıkıştırma periyodunda sıkıştırılan ve hacmi daralan hava-gaz yakıt karışımı püskürtülen pilot dizelin etkisiyle tutuşturulmaktadır. Bu motorda, ortak hat yakıt enjeksiyonun etkisiyle pilot yakıt karışım üzerine normal dizele çalışma şartlarına göre daha geç ve daha düşük basınçta püskürtülmektedir. Böylece, gaz yakıt kullanımında, aynı yükte yanma başlangıcının normal dizele göre gecikmesi pilot yakıt püskürtme başlangıcının daha geç yapılmasından kaynaklanmaktadır. Ön enjeksiyon başlangıcı ile homojen gaz-hava karışımı içerisine püskürtülen pilot dizel yakıt tutuşma gecikmesi periyodu boyunca hızla buharlaşmaktadır. Buharlaşan pilot yakıtla, homojen gaz-hava karışımı farklı noktalarda tutuşturularak ani basınç artışları meydana gelmektedir. Artan yüklerde pilot dizelin miktarı ve basıncı artacağından BAO değerleri dizele göre artmaktadır. Tüm sıkıştırma oranlarında ve yüklerde gaz yakıtlarla BAO'nun maksimum olduğu yerler dizelden daha geç KA'da meydana gelse de maksimum noktalar ÜÖNÖ birden fazla noktada ve dizelden çok daha yüksek değerlerde oluşmaktadır. Bu durum, İYM'lerin yanma süreçlerinde istenmeyen bir durumdur. Uzun vadede İYM'lerde yanma odası ve diğer motor elemanları üzerinde (piston, supaplar, yataklar, biyel kolu vb) kalıcı hasarlar meydana gelmesine neden olmaktadır.

Normal dizel çalışmasında, genişleme periyodunda ana enjeksiyon fazının (ikinci enjeksiyon) BAO'ya etkisi açık bir şekilde görülürken gaz yakıtların yanma sürecinde ana enjeksiyonun BAO üzerine önemli bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Bu durum, hava-gaz yakıt yanmasında ana enjeksiyon başlangıcında yanma basıncının hala yüksek seviyelerde olduğunu göstermektedir. Bu yüzden, ana enjeksiyonla yanma odasına giren enerjinin oluşturduğu basınç, hala yanmakta olan gaz yakıtın yüksek basıncını fark edilir oranda etkileyememektedir. Bu yüzden hava-gaz yakıt karışımlarının yanmasında BAO ana enjeksiyonla fazla etkilenmemektedir. Ancak, 25 Nm yükte düşük sıkıştırma oranında ana püskürtmenin BAO üzerine etkisi açıkça görülmektedir. Bu durumun ön

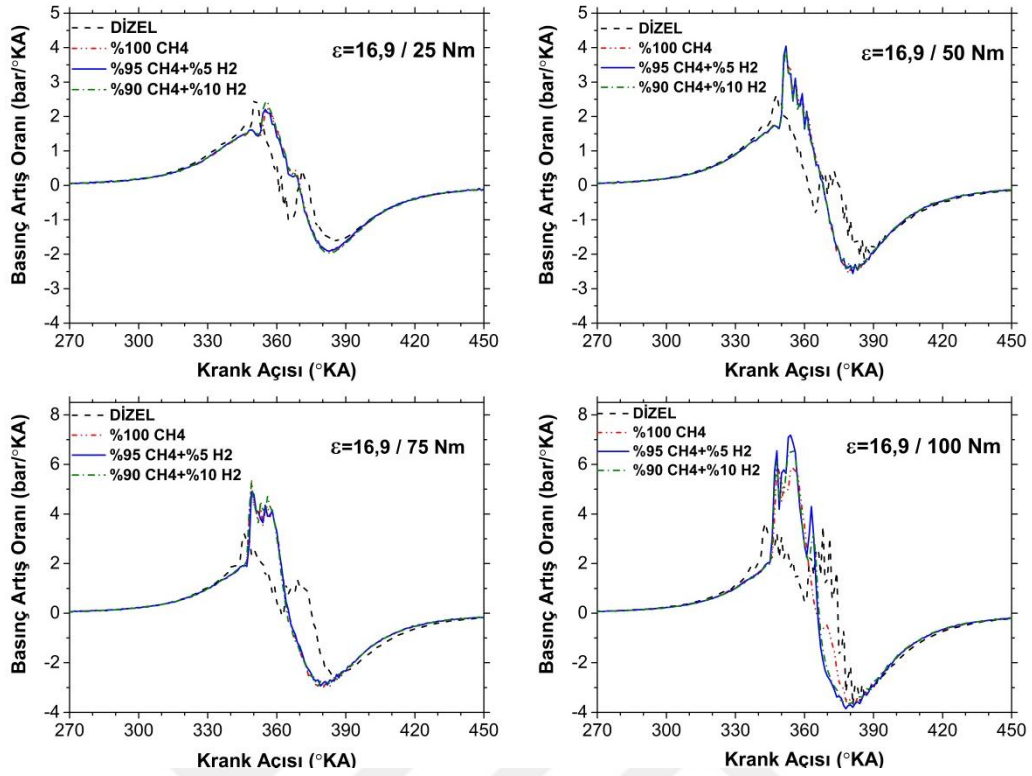
püskürtmeyle yanmayan fakir karışımın ana püskürtme ile başlatılan yanmaya katılmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

En düşük yüklerde dizel ile gaz yakıtların BAO değerleri hemen hemen aynı seviyelerdedir. Özellikle, en düşük sıkıştırma oranında ve 25 Nm yükte hem dizel hem de gaz yakıtların ilk tutuşma zorluğundan dolayı BAO değerlerinin düşük seviyelerde olduğu grafiklerden açıkça görülmektedir. Bu test şartlarında, düşük dolgu sıcaklığı ve zayıf enjeksiyon karakteristikleri ateşleme başlangıcını kötüleştirir.

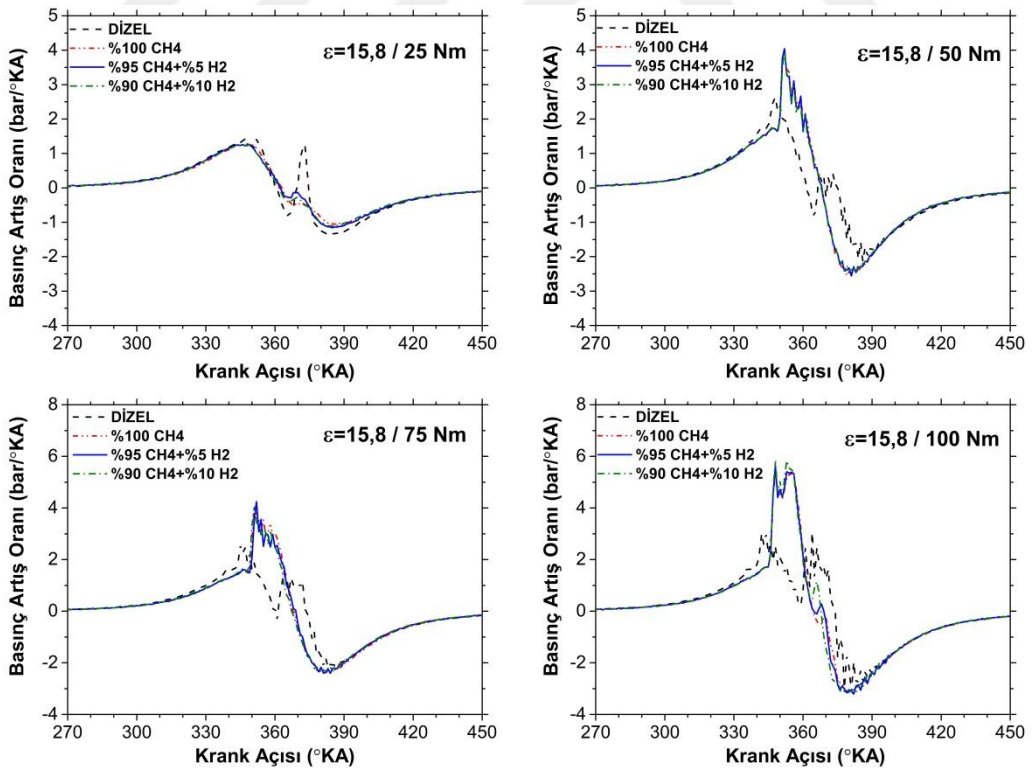


Şekil 3.7. $\epsilon=18,25$ 'de farklı yüklerde basınç artış oranları.

Gaz yakıt çalışmalarında genel olarak artan yükte birlikte maksimum BAO değerlerinin arttığı görülmektedir [76, 91]. Artan yakıt miktarıyla birlikte homojen karışım yoğunluğunun artması yanma başlangıcında ani basınç artışlarına neden olmaktadır. Artan yükte birlikte oluşan zengin karışım, yanma odası sıcaklığının artmasına ve karışımın daha hızlı yanmasına neden olmaktadır. Metan gazına düşük oranda hidrojen eklemenin BAO üzerine etkisi silindiri içi basıncında olduğu gibi genel olarak azdır [91, 108]. Ancak, yüksek sıkıştırma oranı-yüksek yük çalışmasında % 10 hidrojen eklenmesiyle BAO değeri 15,65 bar/°KA'ya ulaşmaktadır. % 100 CH₄ ve % 95 CH₄ + % 5 H₂ karışımlarının yanmasında ise 10 bar/°KA değeri civarında BAO oluştuğu ve



Şekil 3.8. $\epsilon=16,9$ 'da farklı yüklerde basınç artış oranları.



Şekil 3.9. $\epsilon=15,8$ 'de farklı yüklerde basınç artış oranları.

böylece tüm gaz yakıtların kullanılmasında vuruntu sınırına ulaşıldığı görülmektedir. Gaz yakıtlarla 18,25 sıkıştırma oranında ve yüksek yük çalışmasında basınç dalgalanmaları artmakta [76] ve vuruntu oluşumundan dolayı motor torku 100 Nm'ye yükseltilememektedir. Düşük sıkıştırma oranlarında, azalan sıcaklığın etkisiyle ani basınç artış oranları azalmakta ve böylece vuruntu azaldığı için istenen tork değerlerine ulaşılmaktadır. Sabit bir yükte, sıkıştırma oranı artırıldığında BAO değerleri de artmaktadır. Elde edilen BAO sonuçlarının literatürle uyumlu olduğu görülmektedir [76, 108, 148].

3.1.3. Toplam ısı dağılımlarının karşılaştırılması

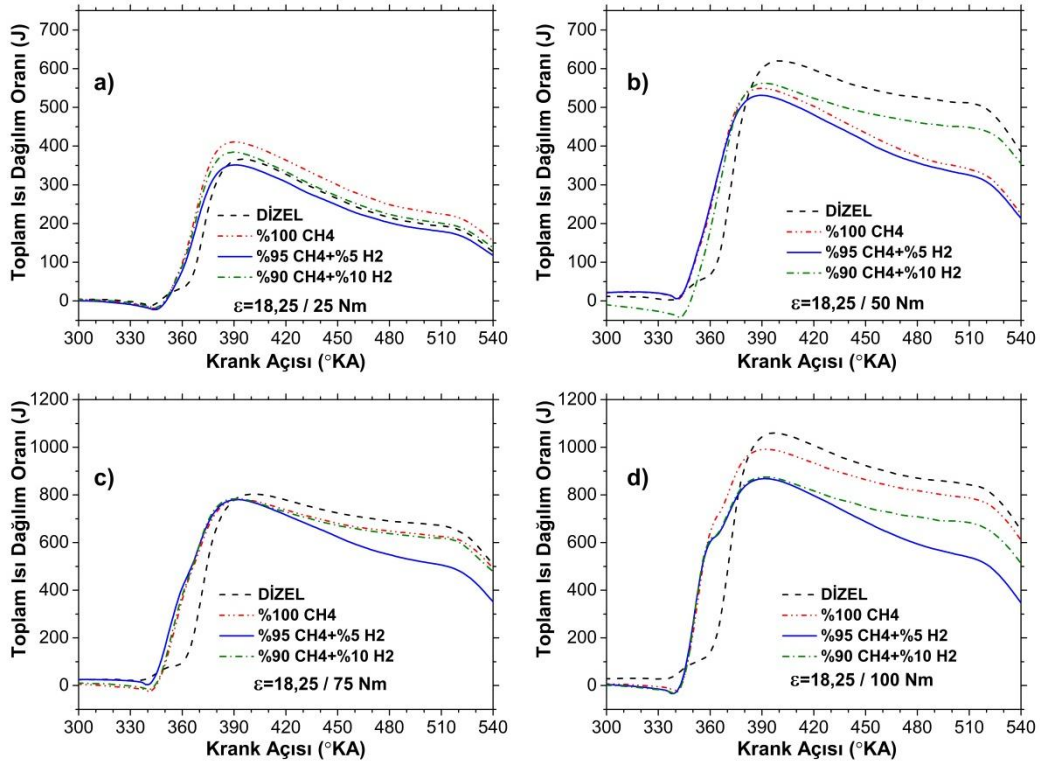
Toplam ısı dağılımı, emme supabı kapanma anından egzoz supabı açılma anına kadar olan aralıkta net ısı dağılım oranının her bir krank açısındaki değerlerinin kümülatif toplanmasıyla bulunmaktadır. Bu parametre, sıkıştırma ve genişleme periyodlarında, açığa çıkan ısı enerjisinin toplam dağılımını göstermektedir ve motor yanma analizlerinde sıklıkla kullanılmaktadır.

Şekil 3.10-3.12'de farklı sıkıştırma oranlarında dizel ve gaz yakıtların farklı yüklerde krank açısına göre toplam ısı dağılımlarında meydana gelen değişimleri göstermektedir. Tüm sıkıştırma oranlarında, dizel ve gaz yakıtların artan yüklerle birlikte toplam ısı dağılım değerlerinin yükseldiği görülmektedir. Her bir sıkıştırma oranında, kullanılan yakıtların yaklaşık toplam ısı dağılımlarının maksimum değerleri, 25 Nm yükte 196-458 J, 50 Nm yükte 385-706 J, 75 Nm yükte 533-864 J ve 100 Nm yükte 741-1115 J değerleri arasında değişmektedir.

Tüm sıkıştırma oranlarında gaz yakıtların toplam ısı dağılım oranının yanma başlangıcından itibaren dizelden daha erken ve daha düşük değerlerde olduğu görülmektedir. Ancak bu durum, $\epsilon=15,8$ 'de 50 Nm ve 75 Nm yüklerde bazı gaz yakıtlarda tutarsızlık göstermektedir. Düşük sıkıştırma oranlarında aynı torku elde etmek için daha fazla miktarda gaz yakıt kullanılmaktadır. Gaz yakıtların özgül ısı değerlerinin yüksek olmasından ve pilot dizelin buharlaşmak için karışımın ısı enerjisini kullanmasından dolayı sıkıştırma periyodunda silindir basıncı ve ısı dağılım oranı düşmektedir. $\epsilon=15,8$ 'de farklı yüklerde meydana gelen düşük sıkıştırma sonu basınçları ve yüksek orandaki gaz ve pilot yakıt miktarları toplam ısı dağılım oranı yükselme

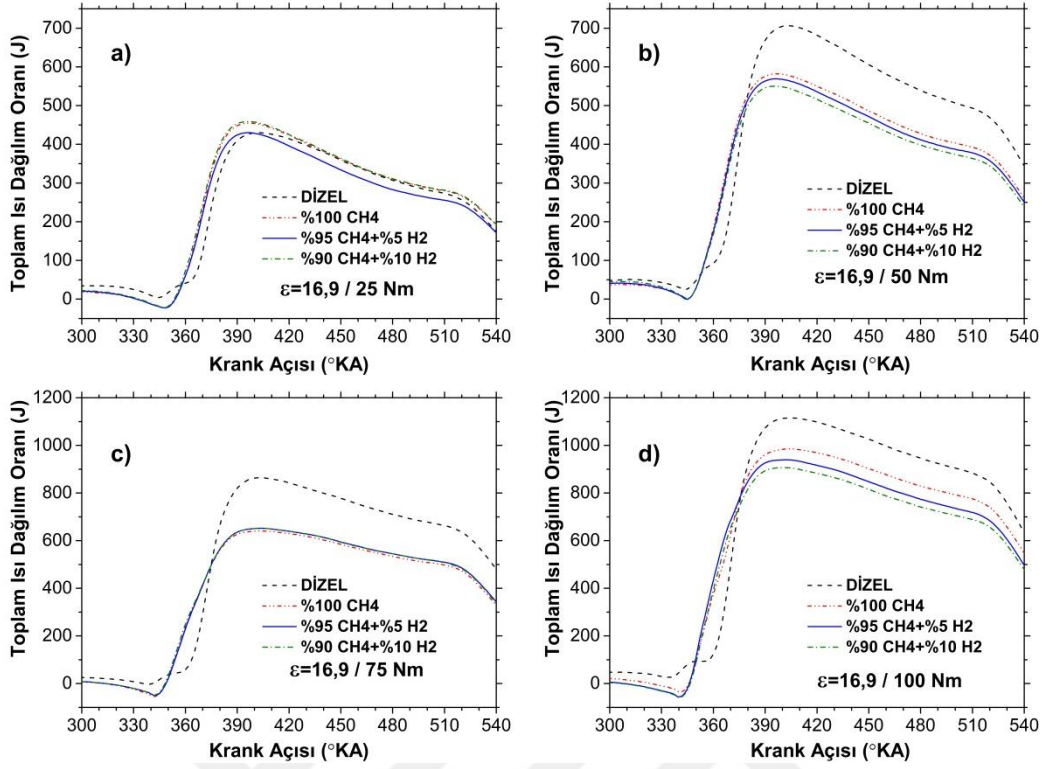
başlangıçlarının üst sıkıştırma oranlarına göre çok düşük değerlerde oluşmasına neden olmaktadır. $\epsilon=15,8$ 'de artan yüklerle birlikte, bu değerlerin yükseldiği görülmektedir.

Genişleme periyodunda yaklaşık 390°KA 'ya kadar $\epsilon=18,25$ ve $\epsilon=16,9$ 'da dizel ve gaz yakıtların ısı açığa çıkışının hızla devam ettiği ve genişleme periyodunun sonlarına doğru azaldığı görülmektedir. Bilindiği gibi, toplam ısı dağılımında maksimum nokta

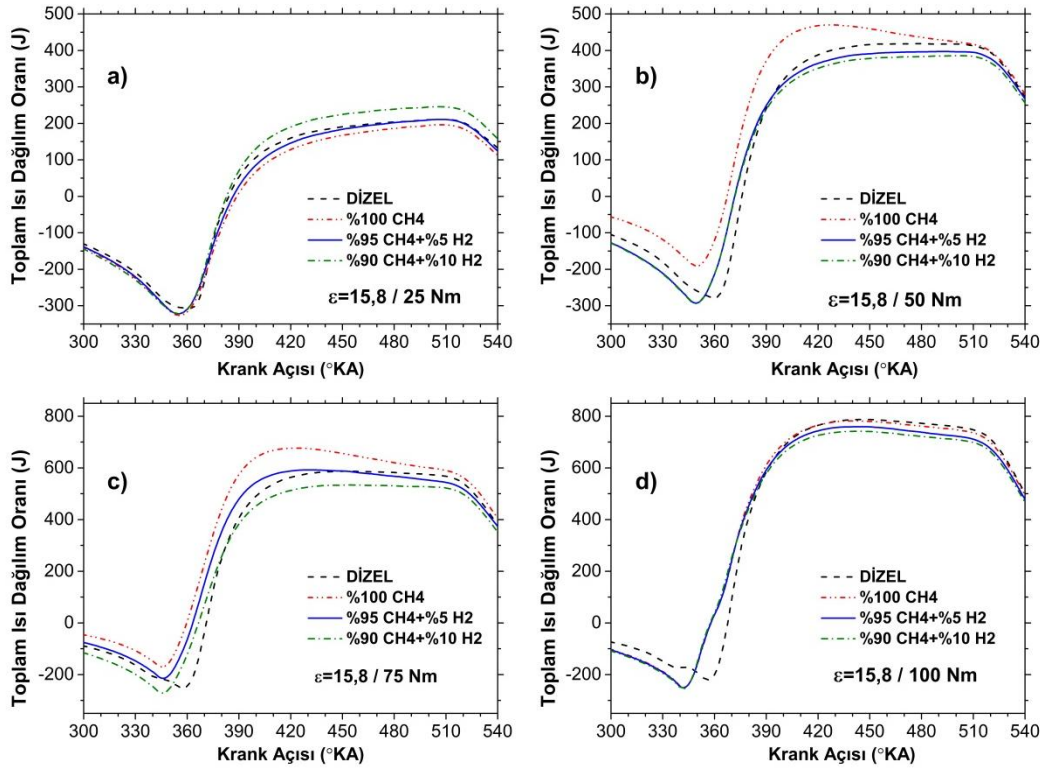


Şekil 3.10. $\epsilon=18,25$ 'de farklı yüklerde toplam ısı dağılımları.

yanma sonu göstergesidir [149]. Dizel ve gaz yakıtların yanma sonlarının birbirine yakın olduğu açıkça görülmektedir. $\epsilon=15,8$ 'de ve 25 Nm yükte yanmanın genişleme periyodunun sonuna doğru devam etmesi yavaş yanma meydana geldiğinin ve yanma süresinin uzadığının göstergesidir. Bu durum, sonraki bölümlerde belirtileceği gibi egzoz gaz sıcaklıklarının yükselmesine sebep olacaktır. Düşük sıkıştırma oranlarında, ön püskürtme ile ana püskürtme arasında daha az yakıt yakılmaktadır. Buna karşılık yakıt tüketimi artmaktadır. Ortam şartlarının elverişsizliğinden dolayı ön püskürtme ile yanma zorlaşmaktadır. Ana püskürtme ile yanma daha etkin olmaktadır. Yanma merkezi geciktiği için ısı enerjisi egzoz yoluyla atılmakta ve böylece egzoz gaz sıcaklığı artmakta ve ısı verim azalmaktadır [143]. Grafiklerde metan gazına hidrojen eklenme-



Şekil 3.11. $\varepsilon=16,9$ 'da farklı yüklerde toplam ısı dağılımları.



Şekil 3.12. $\varepsilon=15,8$ 'de farklı yüklerde toplam ısı dağılımları.

siyle toplam ısı dağılım oranlarının tutarlı bir değişim göstermediği görülmektedir. 15,8 sıkıştırma oranında 50 Nm ve 75 Nm’de hidrojen-metan karışımları saf metan çalışmasında göre daha az toplam ısı dağılım oranı göstermektedir. Bunun, hidrojenin daha düşük özgül ısı değerine sahip olmasından ve daha yüksek kendinden tutuşma sıcaklığına sahip olmasından kaynaklanabileceği düşünülmektedir.

3.1.4. Tutuşma gecikmesi ve yanma sürelerinin karşılaştırılması

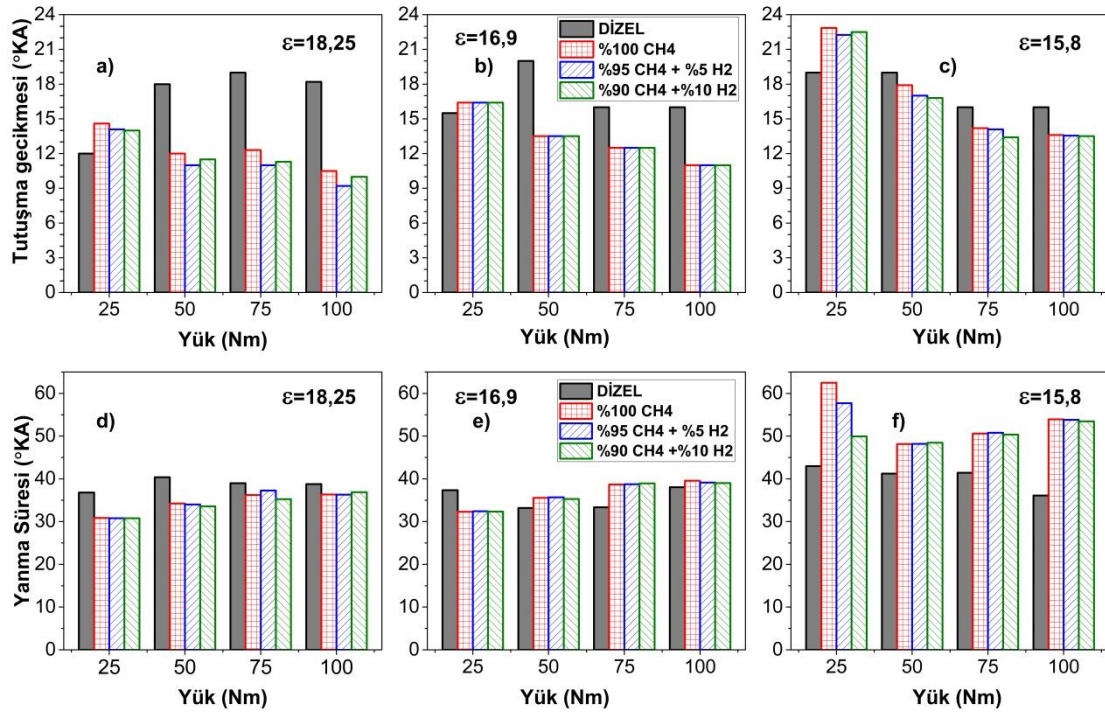
Tutuşma gecikmesi (TG), enjeksiyon başlangıcı ile yakıtın ilk alev zerreciğinin oluşmasına kadar geçen süre olarak tanımlanmaktadır. Gaz yakıtların emme havasına verilmesi sonucu tutuşma öncesi fiziksel ve kimyasal prosesler ile mevcut oksijen oranı pilot yakıtın tutuşma süresine etki etmektedir. Fiziksel proseslere dolgu sıcaklığı, emme basıncı, ön-tutuşma için gereken enerji, ısı transferi ve artık gazların etkisi etki ederken kimyasal proseslere dizel ve gaz yakıtlar arasındaki radikal gazların etkileşimleri etki etmektedir [150, 151]. Buna göre, deneysel çalışmadan elde edilen TG’ler Şekil 3.13 a-c’de verilmiştir. TG, gaz yakıt kullanımında yüke göre önemli değişimler göstermektedir. En düşük çalışma yükü olan 25 Nm’de tüm sıkıştırma oranlarında gaz yakıtların TG’si dizelden daha fazla oluşmuştur. Fakat artan yüklerde gaz yakıtların TG’si dizelden daha kısa sürmüştür. Düşük yükte, dizel ve gaz yakıtların enjeksiyon avansları birbirlerine oldukça yakındır. Aynı zamanda, 25 Nm yükte pilot dizelin püskürtme basıncı diğer yüklere göre daha düşüktür. Düşük yükte, dolgu sıcaklığının nispeten daha az olması ve fakir karışımın etkisi ile ilk alev çekirdeğinin oluşma süresi uzamaktadır [65, 151]. Ayrıca, gaz yakıtların daha yüksek özgül ısı kapasiteleri sıkıştırma periyodunda dolgunun basıncını düşürdüğünden direkt dolgu sıcaklığını da azaltmaktadır. Bu durumda, yine pilot dizelin tutuşması güçleşeceğinden tutuşma gecikmesi uzamaktadır. Yüksek yüklerde çalışma şartlarında, normal dizel yakıt pilot dizele göre çok daha erken püskürtülmektedir. Bu durumda, pilot yakıt normal dizele göre daha sıcak dolgu ile karşılaşacağından pilot yakıtın tutuşması daha kolay ve daha kısa sürede gerçekleşecektir. Aynı zamanda pilot yakıt normal dizele göre daha az miktarda püskürtüldüğünden TG periyodu boyunca buharlaşma fazı daha kısa sürmektedir. Bunun yanında, sıkıştırma oranının azaltılması durumunda dolgu sıcaklığı azalacağından pilot yakıtın ve normal dizelin tutuşma süresi uzayacaktır. Sıkıştırma oranı azaldıkça gaz yakıtlarla çalışma durumunda TG süresi belirgin bir şekilde

artmaktadır. Diğer taraftan, tüm sıkıştırma oranlarında yük artışıyla TG sürelerinin azaldığı açıkça görülmektedir. Sabit bir sıkıştırma oranında yük arttıkça artan dolgu sıcaklığı, artık gaz etkisi ve enjeksiyon basıncıyla birlikte yakıtın atomizasyonu kolaylaşmaktadır. Bu durum sıvı yakıtın buharlaşma fazını kısaltmakta ve böylece TG süresi kısaltılmaktadır.

Metan gazına hidrojen eklenmesiyle TG’de genel olarak çok az bir azalma meydana gelmektedir. Literatürde Huang ve diğerleri [152] tarafından yapılan bir çalışmada kapalı bir tank içerisinde oluşturulan motor çalışma şartlarına yakın çalışma koşullarında (yüksek basınç ve orta sıcaklık) metan gazına çeşitli oranlarda hidrojen eklenmiştir. Çalışmada metan gazına düşük oranlarda hidrojen eklemenin TG’ye etkisinin oldukça az olduğu gözlenmiştir. Çalışmada simülasyon yöntemi de kullanılarak detaylı kimyasal kinetik analiz yapılmıştır. Sonuç olarak TG’nin kimyasal reaksiyonlar sürecinde meydana gelen tek atomlu hidrojen (H) radikallerinin en etkin madde olduğu belirlenmiştir. Çalışmada, yüksek sıcaklıklarda daha kolay tutuşmayı sağlayan reaksiyonların R85 ($OH + H_2 \leftrightarrow O + H_2O$) reaksiyonu ile R39 ($H + O_2 \leftrightarrow O + OH$) reaksiyonlarının olduğu belirlenmiştir. Daha düşük sıcaklıklarda bu reaksiyonların etkisi azalmaktadır. Ayrıca hidrojen ilavesi ile yanma odasındaki sıcak yüzeyler, hidrojenin daha düşük kendinden tutuşma sıcaklığı ve ön tutuşma mekanizmasından dolayı metan gazının daha kolay tutuşmasını sağlamaktadır [104]. Gersen ve diğerleri [153], metan gazına hacimsel olarak % 20’den daha düşük oranlarda hidrojen eklemenin TG’ye çok az oranda etki ettiğini göstermişlerdir. Ancak, araştırmacılar metan gazına % 50 oranında hidrojen gazı eklediklerinde TG’de önemli oranda azalma tespit etmişlerdir. Bu çalışmada, metan gazına % 5 ve % 10 oranlarında hidrojen eklenmiştir. Elde edilen TG sonuçlarının literatür çalışmalarıyla uyumlu olduğu görülmektedir [101, 151].

Dizel ve gaz yakıtlar için yanma süresi (YS), Şekil 3.13 d-f grafiklerinde farklı sıkıştırma oranları ve yük şartları için görülmektedir. Bu grafiklerdeki yanma süresi KYO05 ve KYO95 açıları arasındaki farktır. Grafiklerde genel olarak, orijinal sıkıştırma oranında gaz yakıtların YS’si normal dizel çalışmasının YS’sine göre daha kısa sürerken daha düşük sıkıştırma oranlarında gaz yakıtların YS’si normal dizel çalışmasının YS’sine göre daha uzun sürmektedir. Bu durum yalnızca 16,9 sıkıştırma oranında en düşük yük şartında geçerli değildir. Bu çalışma şartlarında gaz yakıtların

YS'si dizelin YS'sinden daha uzundur. Daha düşük sıkıştırma oranında aynı gücü elde etmek için motora daha fazla miktarda gaz yakıt sürmek gerekmektedir [91]. Bu durumda emilen hava miktarı azalmakta ve dolgudaki oksijen miktarı ile oksijenin kısmi basıncı azalmaktadır [154]. Aynı zamanda, düşük sıkıştırma oranı nedeniyle silindir içi sıcaklıklar düşer ve silindir içerisinde yer yer alev sönme bölgeleri oluşur. Bu durumda, yanma hızı azalır ve yanma süresi uzar [145]. Bu nedenle, daha düşük sıkıştırma oranlarında gaz yakıtların YS'si dizelin YS'sinden daha uzun sürmektedir. Yanma süresinin uzaması durumunda silindir duvarlarına daha fazla ısı transferi gerçekleşmektedir. Isıl verim azalması ve beraberinde ÖYT artmasında yanma süresinin etkisi bulunmaktadır. Bununla beraber, artan YS vuruntu eğiliminin artmasına ve daha fazla yanmamış HC emisyonlarına sebep olmaktadır [155].



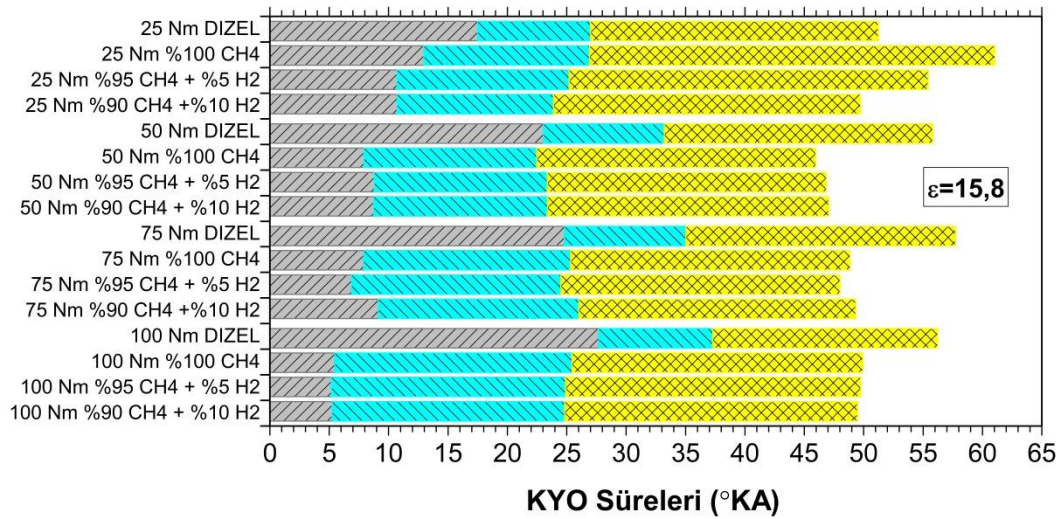
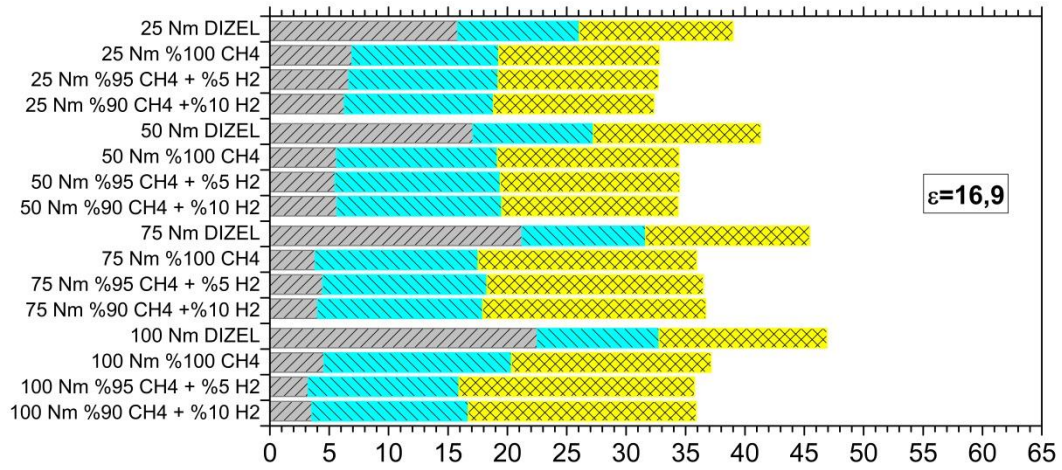
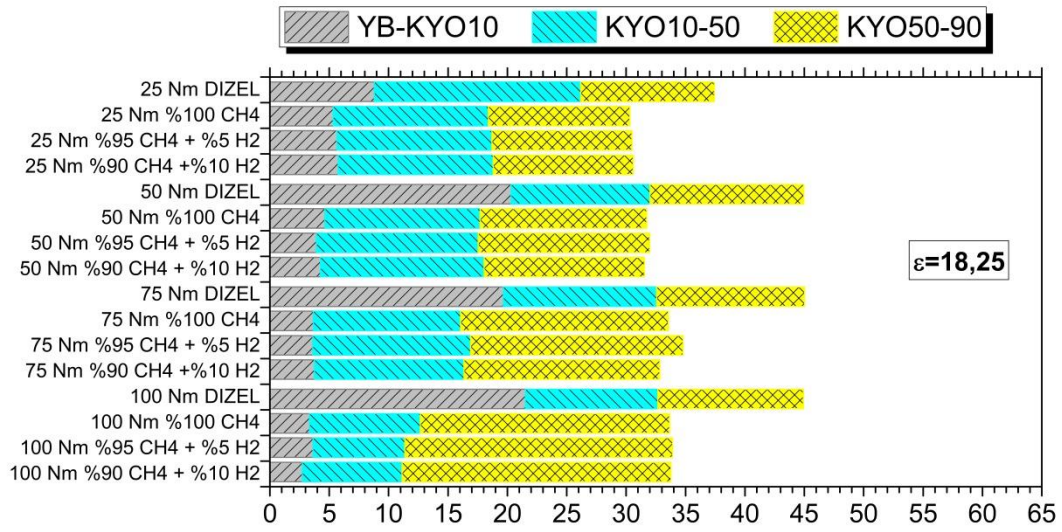
Şekil 3.13. Farklı sıkıştırma oranı ve yüklerde tutuşma gecikmesi ve yanma süresinin değişimi.

Ayrıca, tüm sıkıştırma oranlarında yük arttıkça gaz yakıtların YS'sinin arttığı görülmektedir. Gaz yakıt miktarının ve pilot dizel miktarının artması yanma süresini uzatmaktadır [106, 108, 118]. Ayrıca, pilot yakıt artan gaz yoğunluğunda daha zor yanmaktadır ve karışımı hızla yakması güçleşmektedir [49].

Metan gazına % 5 ve % 10 oranlarında hidrojen eklendiğinde YS'nin önemli oranda değişmediği görülmektedir. Liew ve diğerleri, dizel-hidrojen motorunda az miktarda hidrojen eklemenin yanma süresine çok az miktarda etki ettiğini ancak belirli bir hidrojen oranından sonra yanma süresinin önemli oranda değiştiğini göstermişlerdir [57]. Şekillerde yalnızca, en düşük sıkıştırma oranı ve en düşük yükte hidrojenin YS'ye önemli oranda etki ettiği görülmektedir. Metan içerisine düşük oranlarda hidrojen eklenmesiyle oluşturulan gaz karışımlarının fakir çalışma şartlarında yanma sürelerinin kısaldığı görülmektedir [77].

Yanma süreleri, kendi içerisinde farklı safhalara ayrılabilir. Yakıtın ilk alev zerreciğinin görülmeye başladığı andan KYO10 anına kadar alev gelişim süresi safhası (YB-KYO10), KYO10'dan KYO50 anına kadar hızlı yanma safhasının ilk yarısı (KYO10-50), KYO50 anından KYO90 anına kadar hızlı yanma safhasının ikinci yarısı (KYO50-90) olarak alt bölümlere ayrılabilir. Bu durumda, tüm çalışma şartlarında belirtilen yanma safhalarında meydana gelen değişim Şekil 3.14'te gösterilmektedir. YB-KYO10 alev gelişim safhası gaz yakıtlar için artan yükte azalmaktadır. Artan yükte birlikte oluşan daha zengin karışım ve sıcak artık gaz kütlesi, yanmamış yakıt-hava karışım sıcaklığını artırmaktadır. Bu şartlarda, tutuşma kabiliyeti ve laminar alev hızı gelişmekte ve alev gelişim safhasını kısaltmaktadır [157]. Ancak, normal dizel yakıt çalışmasında durum tam tersinedir. Artan yükte birlikte dizelin alev gelişim safhası uzamaktadır. Dizel yanması esnasında yanma başlangıcında püskürtülen yakıt demeti çekirdek bölgesinde sıvı fazdadır. Yakıt demetinin tamamen buharlaşması daha fazla zaman almaktadır. Bunun yanı sıra, artan yükte birlikte dizel yakıt miktarı artmaktadır. Ayrıca, bu motorda yük artışı durumunda EKÜ enjeksiyon avansını daha erkene almakta ve dolayısıyla yakıt demeti daha soğuk dolgu ile karşılaşmaktadır. Bu durumda, gaz yakıtlara nazaran daha geç buharlaşma gerçekleşecek ve dolayısıyla alev gelişim safhası uzayacaktır.

Sıkıştırma oranı azalması durumunda silindir içinde oluşacak yanma sıcaklığı azalmaktadır. Bunun yanı sıra, artık gaz miktarında artış görülmektedir. Bunların sonucunda, sıkıştırma oranı azalmasıyla hem dizel hem de gaz yakıt karışımları için alev gelişim safhası uzamaktadır. Diğer taraftan, metan yakıtı içerisine hidrojen eklemenin alev gelişim safhasına etkisinin çok az olduğu ve bu safhanın hidrojen miktarından bağımsız olduğu görül-



3.14. Farklı sıkıştırma oranı ve yüklerde yanma periyodlarının değişimi.

mektedir. Metan içerisinde düşük oranlarda hidrojen eklemenin yanma süresine ve dolayısıyla alev gelişim safhasına etkisi oldukça azdır.

Hızlı yanma safhasının birinci bölümü (KYO10-50) bu çalışmada KYO10 ve KYO50 krank açıları arasında geçen zamanı ifade etmektedir. Belirtilen zaman periyodu, yakıtların cinsine, motor yüküne ve sıkıştırma oranına göre farklılıklar göstermektedir.

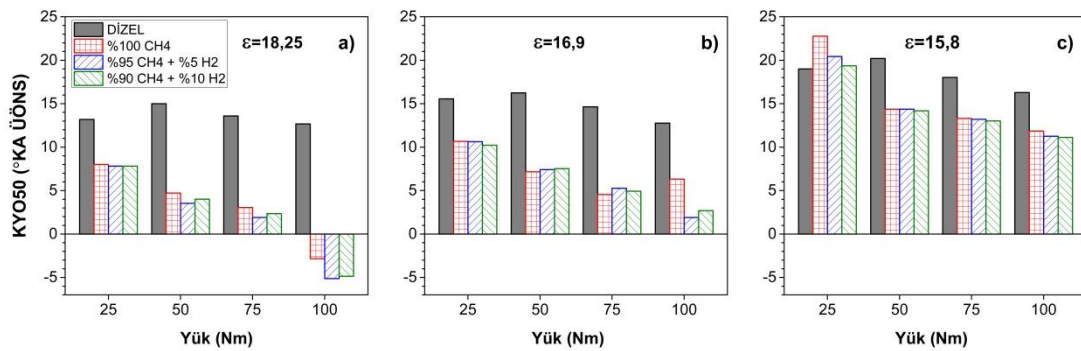
Dizel ve gaz yakıtlar için yüksek sıkıştırma oranında ($\epsilon=18,25$) artan yüklerle birlikte KYO10-50 kısalmaktadır. Daha düşük sıkıştırma oranlarında ise $\epsilon=16,9$ 'da herhangi bir önemli değişim gözlenmezken $\epsilon=15,8$ 'de artan yüklerle birlikte artmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranında artan yüklerle birlikte yanma odası sıcaklığı artmaktadır. Dizel ve gaz yakıtlar için yük artışıyla birlikte ön püskürtmeyle yanan yakıt miktarı hızla artmaktadır. Dolayısıyla KYO50 açısı daha erken meydana gelmektedir. Bu durum, Şekil 3.15'te de görülmektedir. KYO10 açısı daha erken krank açılarında meydana gelse de nispeten KYO50 açısına göre değişim daha azdır. Ancak 15,8 sıkıştırma oranında artan yüklerle birlikte KYO10-50 safhası artmaktadır. Düşük sıkıştırma oranında ön püskürtmenin etkisiyle KYO50 açısı yüksek sıkıştırma oranına göre daha az oranda değişmektedir. Yanma, düşük sıcaklıkta difüzyon yanma periyoduna doğru daha baskın hale geldiği için KYO50 açısı gecikmektedir.

Hızlı yanma safhasının ikinci aşaması olan KYO50-90 safhasında difüzyon yanma periyodunun baskın olduğu düşünülmektedir. Grafiklerde bu safhanın yakıt cinsi, motor yükü ve sıkıştırma oranına bağlı olarak değiştiği görülmektedir. Ayrıca, YB-KYO10 ve KYO10-50 safhalarıyla karşılaştırıldığında bu safhanın genel olarak birçok çalışma durumu için daha uzun sürede meydana geldiği görülmektedir. Böylece, bu safha toplam yanma süresi (YB-KYO90) içerisinde daha büyük bir paya sahiptir. Bu safhada ana püskürtmeden önceki yanma sürecinde arta kalan oksijen miktarı ana püskürtme ile yapılacak yanmada büyük öneme sahiptir. 18,25 sıkıştırma oranında KYO10-50 safhasında karışımın büyük bir kısmı yandığı için arta kalan oksijen miktarı oldukça azalmaktadır [158]. Azalan oksijen miktarı KYO50-90 safhasında yanma veriminin azalmasına sebep olmaktadır. Böylece, en yüksek sıkıştırma oranında KYO10-50 safhasında oksijen miktarı büyük oranda harcandığı için KYO50-90 safhası büyük oranda uzamaktadır [114]. Genel olarak düşünüldüğünde ise tüm sıkıştırma oranlarında,

KYO50-90 safhası hem arta kalan oksijen miktarının azalması hem de artık gaz miktarının artmasından dolayı uzamaktadır.

3.1.5. KYO50'nin karşılaştırılması

Kütlesel yanma oranı merkezi (KYO50), yanmış yakıt miktarının kütleli olarak % 50'ye ulaştığı krank açısını göstermektedir. Şekil 3.15 a-c grafikleri dizel ve gaz yakıtlar için farklı yük ve sıkıştırma oranlarında KYO50'de meydana gelen değişimleri göstermektedir. Grafiklerde görüldüğü gibi genel olarak tüm sıkıştırma oranlarında ve yüklerde gaz yakıtların KYO50 açısı dizele göre daha erken krank açılarında oluşmaktadır. Daha önceki BAO grafiklerinde, gaz yakıtların dizelden daha geç tutuşmaya başladığı ve daha yüksek basınç artış oranları meydana getirdikleri görülmüştü. Isı dağılım oranında ve toplam ısı dağılım grafiklerinde ise homojen karışım oluşturan gaz yakıtların yanmaya başlamasıyla dizele göre ön püskürtmenin akabinde yanma fazında daha hızlı bir ilerleme meydana geldiği görülmektedir. Bu yüzden, aynı çalışma şartlarında, gaz yakıtlar daha geç tutuşmaya başlamasına rağmen KYO50 değerlerinin dizelden daha erken meydana geldiği görülmektedir. Metan gazına hidrojen eklenmesi durumunda çoğunlukla KYO50 değerlerinin biraz daha erken oluştuğu görülmektedir. Hidrojenin hızlı yanma özelliği bunun başlıca sebebi olarak düşünülmektedir [82]. Özellikle, $\epsilon=18,25$ 'te 100 Nm yük şartında tüm gaz yakıtların KYO50 değerlerinin ÜÖNÖ meydana gelmesi yanmanın büyük kısmının ÜÖNÖ oluştuğunun göstergesidir. Bu durum, daha önce de belirtildiği gibi yüksek basınç artış oranlarına ve dolayısıyla vuruntulu çalışmaya neden olmaktadır.

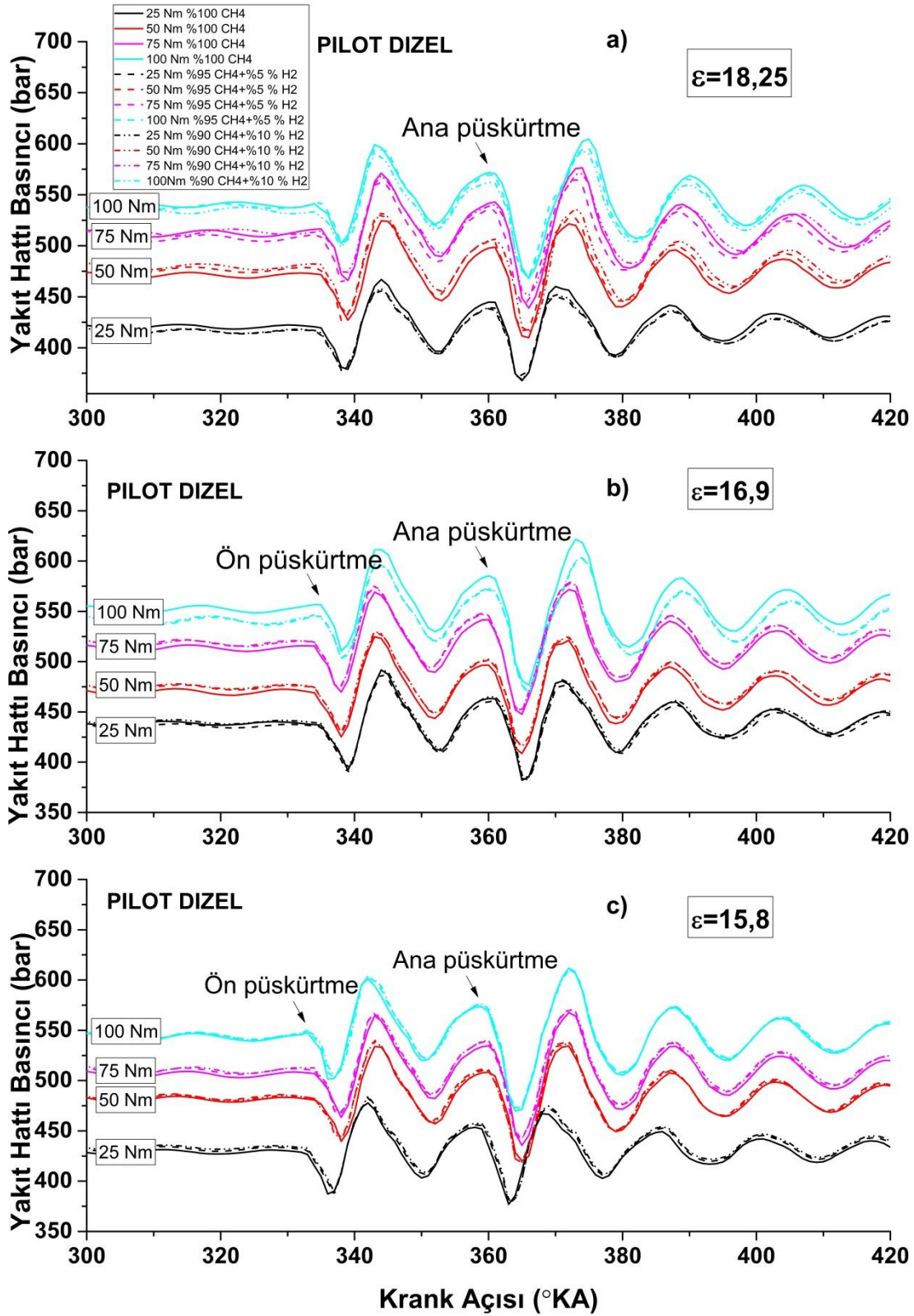


Şekil 3.15. Farklı sıkıştırma oranı ve yüklerde KYO50 değişimi.

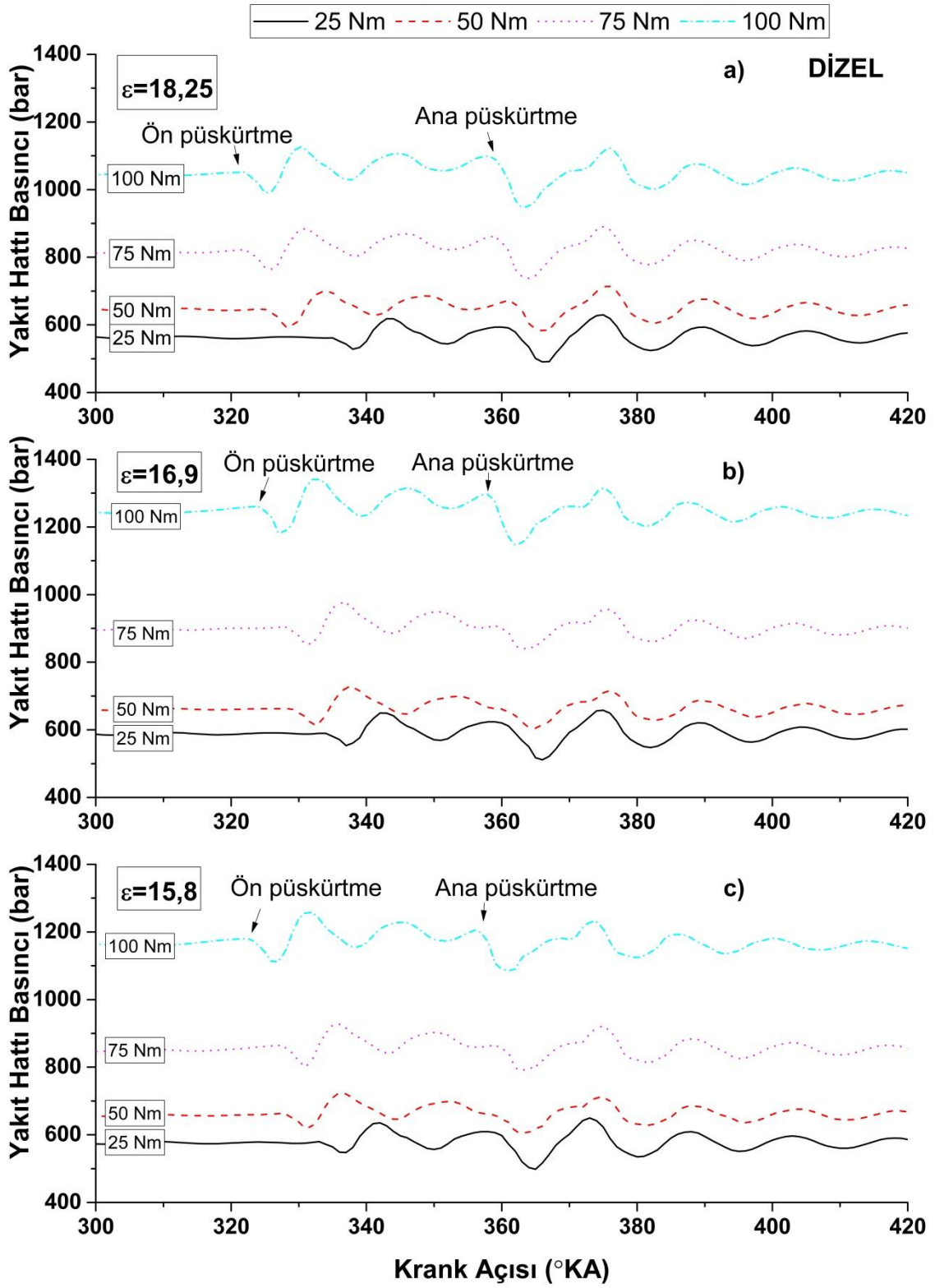
3.1.6. Yakıt hattı basınçlarının karşılaştırılması

Yakıt hattı basıncı (YHB), motorda meydana gelen çalışma şartlarına göre değişmektedir. YHB en çok motor yükünden etkilenmektedir. Bu çalışmada, YHB motorun birinci silindire giden dizel yakıt hattı borusundan yakıt hattı basınç sensörüyle ölçülmektedir. Ölçülen bu değerler, normal dizel ve gaz yakıt çalışmasında enjeksiyon başlangıcının ve tutuşma gecikmesinin belirlenmesinde kullanılmaktadır. Yakıt hattı basıncında meydana gelen ilk ani düşüş enjeksiyon başlangıcını göstermektedir. Bu çalışmada kullanılan motor, ortak hat yakıt enjeksiyon sistemine sahip olup ana enjeksiyondan önce bir ön enjeksiyon yapmaktadır. Bu yüzden, aşağıdaki grafiklerde yakıt hattındaki ilk ani düşüş ön enjeksiyon başlangıcını, ikinci büyük düşüş ana enjeksiyon başlangıcını göstermektedir.

Şekil 3.16 ve 3.17'deki grafiklerde görüldüğü gibi, tüm sıkıştırma oranlarında gaz yakıt veya sadece dizel kullanılmasıyla yük arttıkça enjeksiyon basınçları artmaktadır. Bilindiği gibi, dizel motorların torku silindirlere püskürtülen yakıt miktarıyla ayarlanmaktadır. Diğer bir ifadeyle, sabit devirde istenen gücü elde etmek için silindirlere daha fazla miktarda yakıt gönderilmesi gerekmektedir. Bunu sağlamak için yakıt basıncının artırılması veya enjektör iğnesi açılma süresinin artması gerekmektedir. Örneğin, Şekil 3.17'de saf dizel çalışmalarında 25 Nm ve 50 Nm yüklerde meydana gelen değişimlere göz atacak olursak, 50 Nm yükte yakıt enjeksiyon başlangıcının 25 Nm'ye göre daha erkene alındığı ve enjeksiyon basıncının arttığı açık şekilde görülmektedir. Diğer taraftan, gaz yakıtla çalışma durumlarında sabit yüklerde pilot yakıt enjeksiyon basınçlarının ve enjeksiyon başlangıçlarının benzer karakteristikler sergilediği görülmektedir. Ancak, aynı yükte gaz yakıtlar normal dizel çalışmasına göre çok daha düşük basınçta pilot yakıt püskürtmektedir. Daha öncede belirtildiği gibi pilot yakıt kütlesi normal dizel çalışmasının % 20'sine ayarlanmıştı. Dolayısıyla, gaz yakıt kullanımında pedal yükü oldukça düşük olduğu için pilot yakıt daha düşük basınçta püskürtülmektedir. Normal dizel çalışmasıyla kıyaslandığında gaz yakıt kullanımında pilot dizelin yükle enjeksiyon başlangıçları önemli bir değişim göstermemektedir. Bu durum EKÜ'nün dizel yüküne göre oluşturulan yazılımına diğer bir deyişle yanma haritasına bağlıdır.



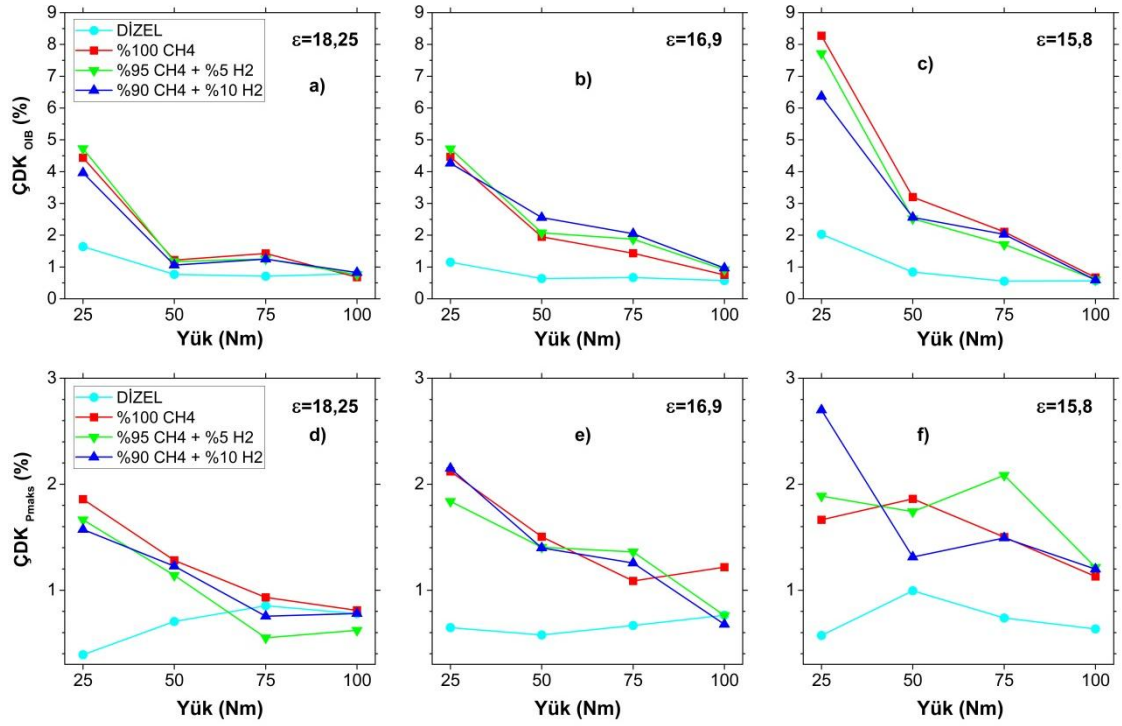
Şekil 3.16. Farklı sıkıştırma oranı ve yüklerde gaz yakıt kullanımında pilot yakıt hattı basıncının değişimi.



Şekil 3.17. Farklı sıkıştırma oranı ve yüklerde normal dizel kullanımında yakıt hattı basıncının değışimi.

3.1.7. Ortalama indike basınç ve maksimum basınç için çevrimsel değişim katsayılarının karşılaştırılması

Çevrimsel değişim katsayısı (ÇDK), motor araştırmacıları tarafından sıklıkla kullanılan bir parametredir. Herhangi bir çalışma şartı için elde edilen çevrimsel değişim katsayılarının % 3'ün altında olması hem motorun düzenli çalıştığı hem de sürüş konforunun düzenli olduğu anlamına gelmektedir. Çalışmada elde edilen $\text{ÇDK}_{\text{OİB}}$ ve $\text{ÇDK}_{\text{Pmaks}}$ değişimleri Şekil 3.18 a-f grafiklerinde verilmektedir. Buna göre, tüm sıkıştırma oranlarında gazların $\text{ÇDK}_{\text{OİB}}$ ve $\text{ÇDK}_{\text{Pmaks}}$ değerlerinin 25 Nm, 50 Nm ve 75 Nm yüklerde dizelden daha fazla olduğu ancak 100 Nm yükte dizele yakın değerlerde olduğu görülmektedir. 25 Nm'lik düşük yükte gazların $\text{ÇDK}_{\text{OİB}}$ değerlerinin belirtilen limitlerden daha fazla olması motorda yanmanın kararsız olduğunu göstermektedir. 50 Nm ve 75 Nm'lik orta yüklerde $\text{ÇDK}_{\text{OİB}}$ değerlerinin % 3'ün altında olması daha iyi bir yanma kararlılığına işaret etmektedir [151]. Tam yük şartlarında vuruntulu çalışmaya rağmen orijinal sıkıştırma oranında ve diğer sıkıştırma oranlarında gaz ve dizel yakıt için % 1'in altında değerler elde edilmiştir. Ayrıca, daha düşük sıkıştırma oranlarında 25 Nm, 50 Nm ve 75 Nm yüklerde $\text{ÇDK}_{\text{OİB}}$ değerlerinin orijinal sıkıştırma oranındaki değerlere göre arttığı diğer bir deyişle yanma kararlılığının biraz bozulduğu anlaşılmaktadır. Aynı durum $\text{ÇDK}_{\text{Pmaks}}$ değerleri için de geçerlidir. Düşük yüklerde, silindir içerisinde fakir yanma bölgeleri oluşma ihtimalinden dolayı yanma kararlılığının bozulması söz konusudur. Sen ve diğerleri [159], düşük yüklerde bir çevrimde oluşan artık gazların bir sonraki çevrimde silindire alınan taze yakıt-hava karışımına karışarak eksik yanma oluşturduğunu ve yüksek silindir içi basınç dalgalanmalarına sebep olduğunu belirtmiştir. Çevrimsel değişim katsayılarında meydana gelen bu durum, düşük yüklerde OİB'de ve Pmaks'ta büyük dalgalanmalara sebep olmaktadır. Yüksek yüklerde ise, artan gaz yakıt oranı dolgunun daha zengin karışımla ve daha yüksek yanma sıcaklığıyla yanmasına sebep olmaktadır. Bu durum, daha kararlı çalışma şartları meydana getirdiği için çevrimsel OİB değişimlerinin azalmasına sebep olmaktadır [17].



Şekil 3.18. Farklı sıkıştırma oranı ve yüklerde dizel ve gaz yakıtların ortalama indike basınç ve maksimum basınç için çevrimsel değişim katsayılarının kıyaslanması.

3.2. Performans Analizi

Bu bölümde, dizel ve gaz yakıt kullanımıyla elde edilen veriler kullanılarak test motorunun efektif verim, özgül yakıt tüketimi, özgül enerji tüketimi, H/Y oranı ve egzoz gaz sıcaklıkları parametreleri belirlenmiş ve bunlar birbiriyle kıyaslanmıştır. Önceki bölümde incelenen yanma analizi sonuçları da tekrar değerlendirilerek bu bölümdeki aynı test şartlarındaki performans bulgularının açıklanmasında destekleyici veri olarak kullanılmaktadır.

3.2.1. Hava fazlalık katsayısının değişimi

Tablo 3.4'te testler boyunca elde edilen verilerin 18,25 sıkıştırma oranı için HFK değerleri görülmektedir. Motor performans ve emisyon analizlerinde HFK'nın değişimleri sonuçları yorumlama da oldukça yardımcı olmaktadır. Tablodan anlaşılacağı üzere tüm yakıtlar için yük arttıkça HFK azalmaktadır. Bu beklenen bir sonuçtur ve karışımın zenginleşmesi anlamına gelmektedir. Benzer şekilde, gaz yakıtların kullanımında dizele göre hava fazlalığı azalmakta yani karışım zenginliği

artmaktadır. Emme havasına gaz yakıt eklenmesi durumunda karışımın hava miktarının azalmasıyla karışımın zenginleşmesi yine beklenen bir durumdur. Aynı zamanda böyle bir durumda volumetrik verimde de azalma meydana gelmektedir. Son olarak metan gazına hidrojen eklenmesiyle hava fazlalığının bir miktar arttığı görülmektedir. Metan gazına hidrojen eklendikçe karışım fakirleşmektedir. Bilindiği gibi hidrojen karışımın fakir yanma limitlerini artırmaktadır. Bulunan bu sonuçlar literatür sonuçlarıyla uyumludur [50].

Tablo 3.4. Dizel ve gaz yakıt çalışmalarında HFK değişimleri ($\epsilon=18,25$).

	25 Nm	50 Nm	75 Nm	100 Nm
Dizel	5,1	3,1	2,3	1,8
% 100 CH ₄	2,62	2,13	1,77	1,43
% 95 CH ₄ + % 5 H ₂	2,68	2,17	1,80	1,43
% 90 CH ₄ + % 10 H ₂	2,80	2,30	1,87	1,47

3.2.2. Efektif verim ve özgül enerji tüketiminin karşılaştırılması

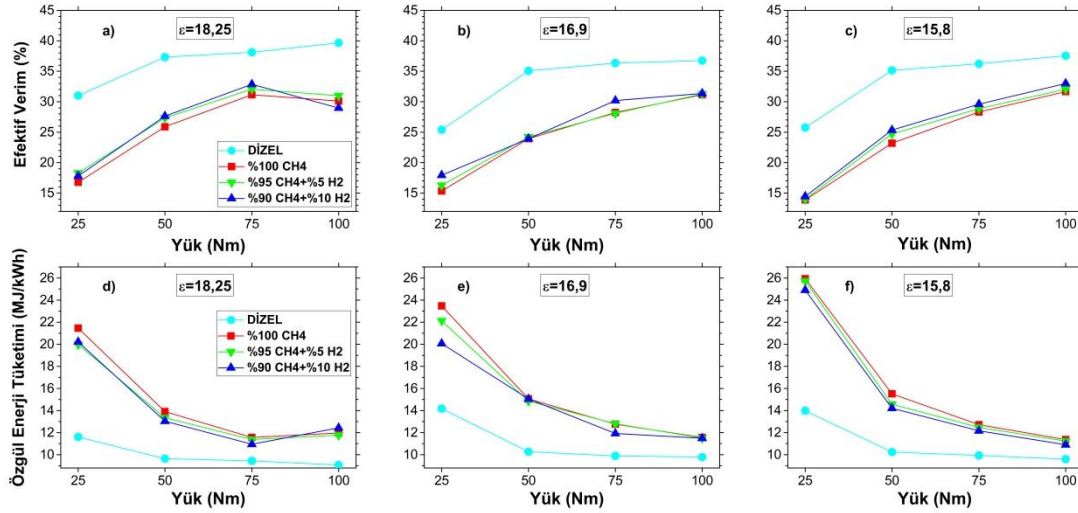
Efektif verim, yakıt tarafından motora verilen kimyasal enerjinin ne kadarının faydalı işe dönüştüğünün bir göstergesidir. Deneylerde kullanılan dört farklı yakıt türüyle değişik yük ve sıkıştırma oranlarında meydana gelen efektif verim değişimleri Şekil 3.19 a-c’de görülmektedir. Tüm sıkıştırma oranlarında ve yüklerde, gaz yakıtların kullanılmasıyla dizele göre efektif verimde önemli oranlarda azalma meydana geldiği açıkça görülmektedir. En düşük yükte dizel ve gaz yakıtlar arasındaki efektif verim neredeyse yarı yarıya değişmektedir. Ancak, bu fark artan yüklerle birlikte azalmaktadır. Bu azalmanın öne çıkan bazı sebepleri bulunmaktadır. Sahoo [139], gaz yakıt kullanımıyla düşük yüklerde daha az pilot yakıt miktarının zayıf tutuşma ve yanmaya sebep olması sonucu efektif verimin oldukça düştüğünü belirtmiştir. Zhou ve diğerleri [102] metan ve hidrojen yakıtlarının kullanılmasıyla düşük ve orta yüklerde dizel çalışmasından çok daha az motor efektif verimi elde ederken yüksek yüklerde gaz yakıtlarla dizele yakın ve hatta bazı metan/hidrojen oranlarında daha yüksek efektif verim elde etmiştir. Düşük yüklerde elde edilen zayıf efektif verim, fakir karışım şartlarında oluşan düşük yanma veriminden ve dolayısıyla artan yanmamış HC emisyonlarından kaynaklanmaktadır [39]. Gatts ve diğerleri [160] gaz yakıt kullanımında en yüksek yanma veriminin düşük motor devri ve yüksek motor yükü

şartlarında elde edildiğini belirtmiştir. Yüksek yüklerde yanma verimi arttığı için yanmamış HC emisyonları azalmakta ve efektif verim artmaktadır. Lata ve diğerleri [158], ön karışımli yanma fazında dizel ve gaz yakıtlar yanarak hızla mevcut oksijeni tükettiğini ve difüzyon yanma fazında yeterli oksijen kalmayacağından oluşacak eksik yanmanın HC emisyonlarını arttırdığını belirtmişlerdir. Ayrıca araştırmacılar, gaz yakıt kullanımında silindir duvarlarına daha yakın yanma meydana gelmesiyle artan ısı transferinin de efektif verimi azalttığını belirtmişlerdir. Normal dizel yanmasında, yakıt demeti silindir duvarlarından uzak bölgelerde yanmaya başlar ve yanma boyunca alev cephesi ile silindir duvarları arasındaki hava, ısı yalıtım tabakası olarak işlev görür. Bu durumda, heterojen bir şekilde yanan dizel-hava karışımları homojen bir şekilde yanan gaz yakıt-hava karışımlarına göre silindir duvarlarına daha az ısı kaybı gerçekleştireceğinden normal dizel yanmasında efektif verim daha yüksek olmaktadır [158].

Gaz yakıtların enerji yoğunluğu dizele göre daha düşük olduğundan aynı gücü elde etmek için daha fazla miktarda gaz yakıtı ihtiyaç duyulmaktadır. Hava ve gaz yakıt karışımı emme portunda karışarak ilerlerken, sıkıştırma işinin normal dizel çalışmasındaki sıkıştırma işine göre artması söz konusudur. Bu durum, indike işi ve dolayısıyla efektif verimi düşürmektedir [132, 161]. Diğer taraftan, dizel motorlarda emme portundan silindirlere gaz yakıt-hava karışımı sevk edildiğinde gaz yakıt taze emme havasının hacmini işgal ettiğinden silindirlere giren hava miktarını azaltmaktadır. Bu durum, volumetrik verimin düşmesine neden olmaktadır [69, 132, 139]. Volumetrik verim, motor efektif verimini ve özgül enerji tüketimini etkilemektedir. Lilik ve diğerleri [62] hidrojen-dizel çift yakıt çalışmasında hidrojen oranı arttıkça artan özgül enerji tüketimi değerlerinin volumetrik verim azalmasından kaynaklandığını belirtmişlerdir. Gaz yakıtlarla tüm çalışma durumlarında efektif verimin azalması sonuçları literatürdeki çalışmalarla uyumlu gözükmektedir [69, 102, 132, 139, 162].

Motor performansını değerlendirmede kullanılan bir diğer parametre özgül enerji tüketimidir. $\dot{OET}_{ef}$ yararlı işe dönüştürülen enerji miktarıdır. Gaz ve dizel yakıt kullanılmasıyla farklı yük ve sıkıştırma oranlarında elde edilen $\dot{OET}_{ef}$ değişimleri Şekil 3.19 d-f’de gösterilmektedir. Efektif verimdeki duruma benzer şekilde $\dot{OET}_{ef}$ ’de de düşük yükte harcanan yakıt enerjisinin oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Bu durum düşük yükte enerji dönüşüm veriminin oldukça düşük olduğunu göstermektedir. Sahoo

[139] bunun zayıf yanma veriminden kaynaklandığını belirtmektedir. Artan yükte birlikte gaz yakıtların enerji dönüşüm verimi artmakta ve bu durum $\dot{O}ET_{ef}$ değerlerinin azalmasına neden olmaktadır. Yüksek yükte gaz yakıtların $\dot{O}ET_{ef}$ değerleri dizelin $\dot{O}ET_{ef}$ değerlerine daha yakın değerler göstermektedir. Ancak, yüksek yük ve yüksek sıkıştırma oranında vuruntu oluşumundan dolayı silindir cidarlarına ısı transferi artmakta ve motor performansı azalmaktadır.



Şekil 3.19. Farklı sıkıştırma oranı ve yük şartlarında dizel ve gaz yakıtların efektif verim ve özgül enerji tüketimi değişimleri.

Teorik hesaplamalarda ve literatürde yapılan birçok çalışmada sıkıştırma oranı azaldığında efektif verim azalmaktadır [22, 84, 130, 132, 142]. Yapılan bu çalışmada, orijinal sıkıştırma oranına göre daha düşük sıkıştırma oranlarında efektif verim genel olarak azalmaktadır. Sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklıklarının azalmasıyla yanma sıcaklığı azalmakta ve yanma verimi düşmektedir. Efektif verimdeki bu azalma yanmamış HC emisyonlarının ve egzoz gaz sıcaklığının artmasıyla da ilişkilendirilmektedir. Ayrıca, sıkıştırma oranındaki artış yanma odası yüzey/hacim oranını artırmaktadır. Bu durumda artan ısı transferinden dolayı efektif verim azalmaktadır [22].

Ayrıca, grafiklerden açıkça görülmektedir ki metan gazına hidrojen ilave edildiğinde tüm sıkıştırma oranlarında efektif verim gelişmekte ve $\dot{O}ET_{ef}$ değerleri düşürülmektedir. Hidrojen eklenmesiyle motor performansı artmaktadır. Hidrojenin metandan daha yüksek kütleli alt ısı değere sahip olması, yüksek alev ilerleme hızına sahip olması ve yanma verimliliğinin yüksek olması efektif verim gelişiminde önemli rol oynamaktadır.

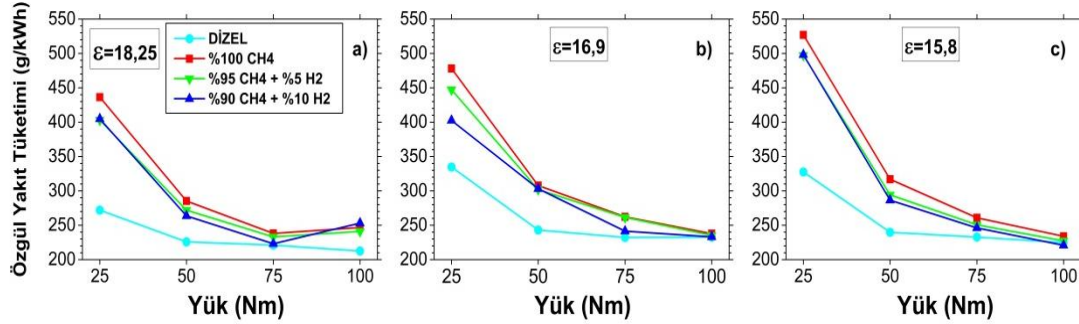
[17, 82, 84, 85, 91, 110]. Lounici ve diğerlerine göre [107], yüksek yüklerde efektif verimin gelişmesi hidrojenin iş stroğunda hızlı yanması sonucu daha verimli bir genişleme işi elde edilmesinden kaynaklanmaktadır.

3.2.3. Efektif özgül yakıt tüketiminin karşılaştırılması

Motorun birim zamanda birim güç başına tükettiği yakıt miktarına ÖYT denilmektedir. Şekil 3.20 a-c’de farklı sıkıştırma oranlarında dizel ve gaz yakıtların yüke göre ÖYT_{ef} değişimleri gösterilmektedir. Gaz yakıt kullanımında düşük yükte ÖYT_{ef} değerlerinin dizele göre oldukça fazla olduğu ve artan yüklerde yakıt ekonomisinde iyileşme olduğu görülmektedir. Yük arttığında zengin karışım oluşmakta ve yakıt dönüşüm verimi yükselmektedir. Böylece, yakıt enerjisinin daha büyük bir kısmı işe dönüşmektedir [132, 151]. Dolayısıyla birim yakıt başına üretilen iş miktarı artmaktadır. Düşük yüklerde aşırı yakıt tüketiminin başlıca sebebi olarak gaz yakıtların dizele göre daha kötü yanma verimi gösterilmektedir [151, 160, 163, 164]. Artan yüklerde artan pilot yakıt basıncı ve miktarı birçok noktada tutuşma meydana getirmektedir. Bu durum yüksek yüklerde daha yoğun yanma şartları sağlamakta ve yakıt tüketimi önemli oranda azalmaktadır [50]. Çalışmanın ÖYT_{ef} sonuçları literatürdeki çalışmalarla uyumlu gözükmemektedir [50, 79, 151, 163, 164].

Metan gazına hidrojen ekleme durumunda, efektif verim ve ÖET_{ef}’de olduğu gibi ÖYT_{ef} sonuçlarının genel olarak iyileştiği görülmektedir. Hidrojen eklenmesiyle ortalama ÖYT_{ef} azalması 25 Nm yükte % 5,55-11,13 arasında, 50 Nm yükte % 1,69-8,41 arasında, 75 Nm yükte % 4,13-5,32 arasında ve 100 Nm yükte % 1,55-4,16 arasında değişmektedir. Orijinal sıkıştırma oranı ve yüksek yükte gaz yakıt kullanılmasıyla oluşan vuruntulu çalışma ÖYT_{ef} değerlerinde bir miktar artışa neden olmaktadır. Gaz yakıtlarla çalışma şartlarında ÖYT_{ef} değerleri, 75 Nm yükten 100 Nm yüke geçişte % 100 CH₄ için 238,10 g/kWh’den 246,65 g/kWh’a, % 5 H₂ eklenmesi için 233,06 g/kWh’den 241,03 g/kWh’a, % 10 H₂ eklenmesi için 222,98 g/kWh’den 253,04 g/kWh’a artmaktadır. Vuruntulu çalışmada, silindir duvarlarına ısı transferi artmaktadır [165]. Bu durumda yüksek yük, yüksek sıkıştırma oranı için motor efektif verimi, özgül enerji tüketimi ve özgül yakıt tüketimi bozulmaktadır. ÖYT_{ef} azalmasına diğer bir etken olarak hidrojenin yüksek kütleli alt ısı değere sahip olması ve düşük yoğunluğu gösterilmektedir [107]. Elde edilen ÖYT_{ef} bulgularının Tarabet ve diğerleri

[17, 151], Abu-Jrai ve diğerleri [103], Bora ve diğerleri [132], Lal ve Mohapatra [142] tarafından yapılan çalışmalarda bulgular ile uyumlu olduğu görülmektedir.



Şekil 3.20. Farklı sıkıştırma oranlarında ve yüklerde dizel ve gaz yakıtların özgül yakıt tüketiminin değişimi.

Sıkıştırma oranı azaltıldığında, gaz yakıt kullanılmasıyla yüksek yükte $\dot{O}Y_{T_{ef}}$ değerlerinin iyileştiği ve dizel sonuçlarına benzer sonuçlar verdiği görülmektedir. Ancak, düşük ve orta yüklerde tüm yakıtların $\dot{O}Y_{T_{ef}}$ değerlerinin arttığı açıkça görülmektedir. 25 Nm yükte, sıkıştırma oranı 18,25'ten 16,9'a azaltıldığında dizel için 271,82 g/kWh'dan 334,8 g/kWh'a, % 100 CH₄ için 436,5 g/kWh'dan 478,15 g/kWh'a, % 95 CH₄ + % 5 H₂ için 403,17 g/kWh'dan 447,26 g/kWh'a, % 90 CH₄ + % 10 H₂ için 404,70 g/kWh'dan 402,55 g/kWh'a değişim elde edilmiştir. Aynı yükte, sıkıştırma oranı 18,25'ten 15,8'e azaltıldığında dizel için 271,82 g/kWh'dan 327,4 g/kWh'a, % 100 CH₄ için 436,5 g/kWh'dan 526,82 g/kWh'a, % 95 CH₄ + % 5 H₂ için 403,17 g/kWh'dan 497,11 g/kWh'a, % 90 CH₄ + % 10 H₂ için 404,70 g/kWh'dan 498,06 g/kWh'a artış elde edilmiştir. Sonuçlardan görüldüğü gibi düşük yükte sıkıştırma oranı azaltıldığında yakıt ekonomisi oldukça kötüleşmektedir.

3.2.4. Egzoz gaz sıcaklıklarının karşılaştırılması

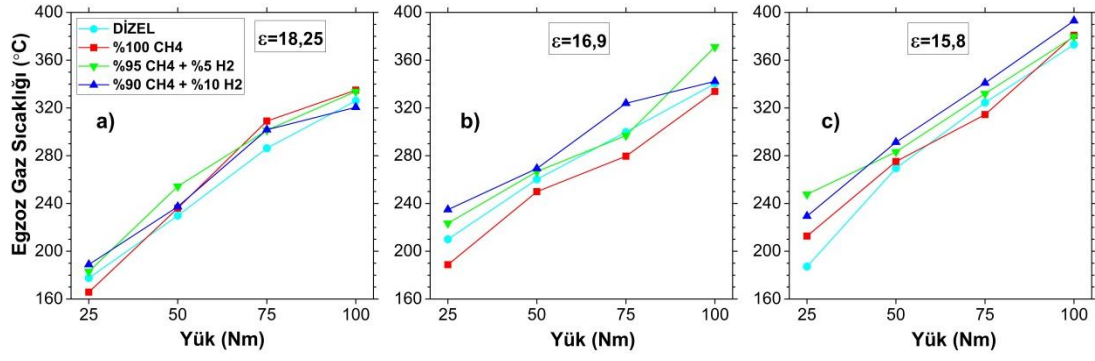
Şekil 3.21 a-c'de farklı sıkıştırma oranlarında dizel ve gaz yakıt çalışmasında egzoz gaz sıcaklıklarının yüklerle değişimi görülmektedir. Genel olarak çalışılan tüm sıkıştırma oranlarında artan yükte birlikte egzoz gaz sıcaklıkları artmaktadır. Artan yükte karışımın H/Y oranının azalması zengin karışım şartları sağlamaktadır. Genelde, karışım zenginliği arttıkça egzoz gaz sıcaklığı artmaktadır [78]. Lal ve Mohapatra [142] artan yükte birlikte artan gaz ve pilot yakıt miktarının yanması daha yüksek gaz ve

duvar sıcaklıklarına sebep olduğunu vurgulamaktadır. Artan gaz ve duvar sıcaklıkları egzoz yoluyla atılan gazların sıcaklığının artmasına neden olmaktadır.

Diğer taraftan, testlerde gaz yakıtlar dizel yakıtına göre aynı şartlarda ortalama olarak biraz daha fazla egzoz gaz sıcaklıkları vermiştir. Gaz yakıtların egzoz gaz sıcaklıkları dizel ile kıyaslandığında, ortalama olarak 18,25 sıkıştırma oranında, 25 Nm yükte 1,56 °C, 50 Nm yükte 12,71 °C, 75 Nm yükte 17,72 °C ve 100 Nm yükte 3,82 °C daha fazla sıcaklık farkı ortaya çıkmaktadır. 16,9 sıkıştırma oranında ise gaz yakıtların egzoz sıcaklığı ortalaması dizele göre, 25 Nm yükte 16,62 K, 50 Nm yükte -15,07 °C (daha az), 75 Nm yükte 0,23 °C ve 100 Nm yükte 6,74 °C daha fazla çıkmaktadır. 15,8 sıkıştırma oranında ise gaz yakıtların egzoz gaz sıcaklığı ortalaması dizele göre, 25 Nm yükte 42,71 °C, 50 Nm yükte 13,59 °C, 75 Nm yükte 4,70 °C ve 100 Nm yükte 11,49 °C daha fazla çıkmaktadır. Sayısal değerlerden anlaşıldığı üzere gaz yakıtlarla çalışma durumunda dizele göre daha fazla egzoz gaz sıcaklığı oluşmaktadır. Chintala ve Subramanian [64] gaz yakıtlar daha yüksek kütleli alt ısı değere sahip olduğu için egzoz gaz sıcaklıklarını arttırdığını belirtmiştir. Gaz yakıtlar daha düşük yanma hızı ve artan yanma sürelerinden dolayı yanmayı genişleme periyodunun sonlarına kadar sürdürmektedir. Bu durum, gaz yakıtların egzoz gaz sıcaklıklarının artmasına neden olmaktadır. Metan gazına hidrojen karıştırıldığında yanma hızının artması sonucu yanma süresi kısılması mümkündür. Ayrıca, metana hidrojen eklenmesi durumunda yanma sıcaklığı artmakta ve egzoz gaz sıcaklıkların artması beklenmektedir. Ancak, bu çalışmada hidrojen ilavesi egzoz sıcaklıklarına karşı tutarlı bir değişim göstermemektedir.

Gaz yakıt kullanılmasıyla egzoz gaz sıcaklıklarının artması, daha önceki grafiklerde görülen efektif verim, $\dot{Q}_{T_{ef}}$ ve $\dot{Q}_{Y_{T_{ef}}}$ 'in bozulması, kullanılmayan enerjinin egzoz yoluyla atıldığını işaret etmektedir.

Sıkıştırma oranının değişmesi egzoz gaz sıcaklıklarını etkilemektedir. Grafiklerde görüldüğü üzere, aynı yükte düşük sıkıştırma oranlarında egzoz gaz sıcaklıkları daha fazladır. Sıkıştırma oranı azaldıkça yanma hızı azalmakta ve tam yanma için gereken zaman uzamaktadır. Bu durumda yanma ürünleri egzoz yoluyla daha yüksek sıcaklıkta atılmaktadır. Aynı zamanda, egzoz gaz sıcaklıklarının artması efektif verim de azalmaya neden olmaktadır [91, 143].



Şekil 3.21. Farklı sıkıştırma oranlarında ve yüklerde dizel ve gaz yakıtların egzoz gaz sıcaklıklarının değişimi.

3.3. Emisyon Analizi

İçten yanmalı motorlarda petrol kökenli hidrokarbon yakıtların veya alternatif yakıtların yanması sonucunda çeşitli egzoz emisyonları açığa çıkmaktadır. Bu emisyonlar, değişik miktarlarda ve yüzdelerde çevreye atılmaktadır. Günümüz içten yanmalı motorlarında, egzoz supabı sonrasında bulunan iyileştiriciler vasıtasıyla zararlı emisyonlar normlarda belirtilen düşük emisyon değerlerini karşılamak zorundadır. Ancak, bu uygulamalar hem motor performansının azalmasına hem de maliyetlerin artmasına neden olmaktadır.

Bu çalışmada, Bosch BEA 460 model emisyon cihazıyla egzoz emisyon ölçümleri yapılmıştır. Motorun egzoz hattına bağlanan bir borudan emisyon cihazına vakumlanan egzoz gazları ölçülerek kayıt altına alınmıştır. Elde edilen veriler aşağıdaki bölümlerde grafikler halinde gösterilmektedir ve dizel ve gaz yakıtların karşılaştırılması değişik sıkıştırma oranı ve motor yüklerinde yapılmaktadır.

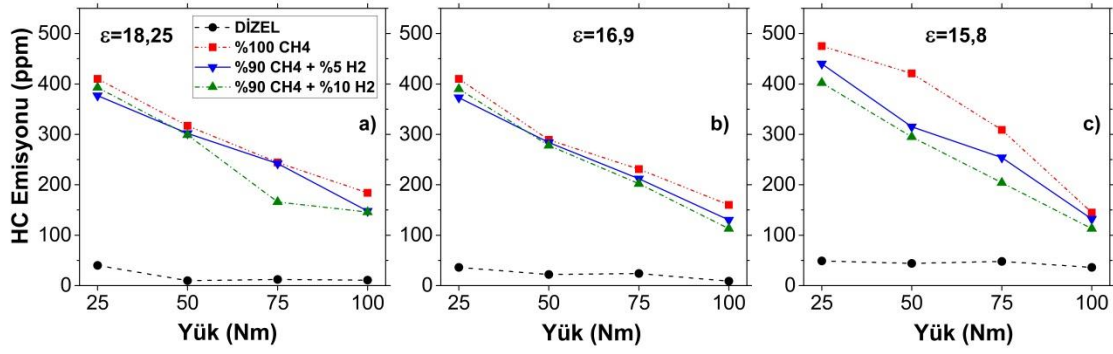
3.3.1. Hidrokarbon (HC) emisyonlarının karşılaştırılması

HC emisyonları hava-yakıt karışımlarının oksijen azlığında eksik yanması sonucu oluşan çevre kirleticileridir. HC emisyonları, soğuk yanma odası duvarları ve segman bölgelerindeki yanmamış yakıt, yağlama yağı ve kısmen oksitlenmiş yakıttan oluşabilir [121]. Şekil 3.22 a-c’de farklı sıkıştırma oranlarında ve yüklerde, dizel ve gaz yakıtların kullanılmasıyla test motorunda meydana gelen HC emisyonlarının değişimi görülmektedir. Grafiklerden açıkça görülmektedir ki; gaz yakıtların HC emisyonları dizelin HC emisyonlarına göre oldukça yüksek seviyelerdedir. Artan yükte birlikte gaz yakıtların HC emisyonları önemli oranda azalmaktadır. Normal dizel çalışmasında,

genel olarak tüm yüklerde % 100'e yakın yanma verimi elde edilmektedir [55]. Bu durum, kullanılan yakıtın tamamına yakınının yanması anlamına gelmektedir. Diğer bir deyişle, dizel ile yakıt dönüşüm veriminin yüksek olmasından dolayı düşük yüklerde bile ihmal edilebilir seviyelerde HC emisyonlarının olduğu görülmektedir. Normal dizel çalışmasında en yüksek HC emisyonu 49 ppm olarak ölçülmüştür.

Gaz yakıt kullanılması durumunda HC emisyonları en az 113 ppm olarak ölçülmüştür. Düşük yükte, fakir karışımlarda meydana gelen düşük yanma sıcaklığı ve azalan alev ilerleme hızı gaz yakıtların HC emisyonlarının yükselmesine sebep olmaktadır. Bunun yanında, düşük yükteki fakir karışımlarla meydana gelen zayıf oksidasyon süreçleri, zayıf pilot yakıt tutuşma şartları ve soğuk silindir duvarlarında alev cephesinin sönmesi verimsiz yanma oluşturacağından HC emisyonlarının artmasına neden olmaktadır [50, 69, 166, 167]. Yüksek yüklerde, zengin karışım oluşması sonucu dolgu sıcaklığı artmakta ve bu durum yanmanın gelişmesine, alev ilerleme hızının artmasına ve oksidasyon süreçlerinin hızlanmasına neden olmaktadır. Böylece, HC emisyonlarında azalma meydana gelmektedir [17, 101, 162, 164]. Artan yükte birlikte, gaz yakıt ve pilot yakıt miktarı artmaktadır. Artan pilot yakıt basıncıyla birlikte birçok noktada tutuşma meydana gelmektedir. Isı dağılım oranında meydana gelen artışla daha yüksek sıcaklıklar oluşmaktadır. Abd Alla ve diğerlerine göre [168] ön karışım yanma periyodunun artması silindir içi sıcaklıklarının artmasına, dolayısıyla HC emisyonlarının azalmasına neden olmaktadır. Ayrıca, araştırmacılar daha uzun tutuşma gecikmesi periyodunun HC emisyonlarının artmasına neden olduğunu belirtmektedir.

Metan gazı içerisine hidrojen eklenmesiyle yanmamış HC emisyonlarının azaldığı görülmektedir. Hidrojenin hiçbir karbon atomu içermemesi, karışımın C/H oranını azaltmaktadır. Diğer taraftan hidrojen eklenmesiyle artan alev hızı sayesinde yakıt-hava karışımlarının daha verimli yanması gerçekleşmektedir. Bu iki etken HC emisyonlarını azaltmaktadır [17]. Ayrıca, hidrojen oranı artışıyla fakir yanma limitlerinin artması ve yanma sıcaklığının yükselmesi [82, 84] HC emisyonlarının azalmasında diğer bir etken olarak düşünülmektedir [168]. Hidrojen ilavesiyle alev sönme mesafesinin azalması segman bölgelerindeki boşluklarda kalan yanmamış yakıtın yakılmasına yardım edebilir [167].



Şekil 3.22. Farklı sıkıştırma oranlarında ve yüklerde dizel ve gaz yakıtların HC emisyonlarının değişimi.

Azalan sıkıştırma oranlarında, yanma basıncı ve sıcaklığı azaldığı için HC emisyonlarında bir miktar artış görülmektedir. Yanma sıcaklığı ve basıncı azalmasıyla yanma süresi artması sonucu HC emisyonları artmaktadır [155]. Bunun yanında, daha düşük sıkıştırma oranlarında aynı güç çıkışı elde etmek için daha fazla yakıt gereksinimine ihtiyaç vardır. Düşük sıkıştırma oranlarında azalan yanma sıcaklığı ve artan gaz yakıt miktarının HC emisyonlarının artmasında önemli rol oynadığı düşünülmektedir.

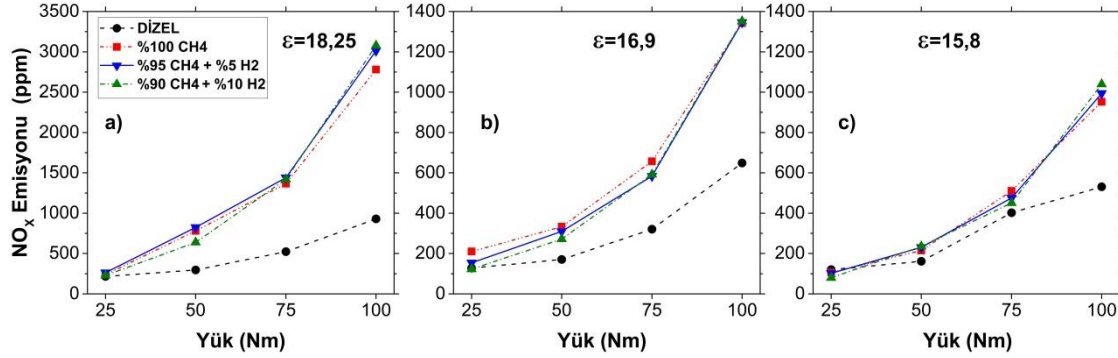
Çalışmada daha önce bahsedilen, gaz yakıt kullanılmasıyla azalan motor efektif verimi ve artan özgül yakıt tüketimi sonuçlarıyla örtüşen bu sonuçlar literatür çalışmalarıyla da uyumludur [58, 103, 162]. Ancak, literatürde belirtildiği gibi, yüksek HC emisyonlarının davranışı yanmamış metan emisyonlarının davranışıyla ve miktarıyla yakından ilişkilidir [86, 107, 109, 170]. Lee ve diğerleri [86] dizel motorda rölanti şartlarında metan çalışmasıyla yanmamış HC emisyonlarının yaklaşık % 60-96'sının yanmamış metan emisyonlarından, hidrojen/metan çalışmasında ise % 65-80'inin yanmamış metan emisyonlarından oluştuğunu göstermiştir. Belgiorno ve diğerleri [130], Lounici ve diğerleri [107], Di Iori ve diğerleri [166] ve Liu ve diğerleri [170] HC emisyonlarının % 90-95'inin yanmamış metan emisyonlarından oluştuğunu belirtmişlerdir. Karim [171] CNG-dizel çift yakıt çalışmasında meydana gelen yanmamış hidrokarbon yakıtların büyük kısmının metan emisyonlarından kaynaklandığını belirtmektedir. Böylece, hidrojen ekleyerek metan veya CNG kullanılan dizel motorlarda tüm yüklerde yanmamış HC emisyonları problemini azaltmak mümkündür.

3.3.2. NO_x emisyonlarının karşılaştırılması

NO_x emisyonları, teorik çevrimde olmayan ama silindire alınan havada bulunan azotun yüksek sıcaklıklarda parçalanması sonucu oluşan bir kirleticidir. NO_x oluşumu büyük oranda silindir içerisinde oluşan yanma sıcaklığına, oksijen varlığına ve yanma süresine bağlıdır [50, 168]. Yapısında yüzdesel olarak büyük oranda NO ve küçük oranda NO₂'den oluşmaktadır [143]. Şekil 3.23 a-c'de farklı sıkıştırma oranlarında ve yüklerde dizel ve gaz yakıt karışımlarının NO_x emisyonları gösterilmektedir. Herhangi bir sıkıştırma oranında, artan yükte birlikte dizel ve gaz yakıtların NO_x emisyonları önemli oranda artmaktadır. Yükte birlikte artan yakıt miktarı yanma odasında sıcaklıkların artmasına neden olmaktadır. NO_x emisyonları büyük oranda yanma sıcaklığına bağlı olduğundan motorda yük artışıyla birlikte emisyon miktarı hızla artmaktadır [143]. Gaz yakıtların yanması sonucu oluşan NO_x emisyonları dizel yakıtına göre düşük yükte birbirine yakın değerlerde oluşurken artan yüklerde fark büyük oranda artmaktadır. Gaz yakıtların NO_x emisyonları dizele göre ortalama olarak 18,25 sıkıştırma oranında, 25 Nm yükte 27 ppm, 50 Nm yükte 451 ppm, 75 Nm yükte 886 ppm ve 100 Nm yükte 2027 ppm artmıştır. Benzer şekilde 16,9 sıkıştırma oranında 25 Nm yükte 34 ppm, 50 Nm yükte 134 ppm, 75 Nm yükte 290 ppm ve 100 Nm yükte 697 ppm artmıştır. En düşük sıkıştırma oranı olan 15,8'de ise 25 Nm yükte 24 ppm azalma olurken, 50 Nm, 75 Nm ve 100 Nm yüklerde sırasıyla 65 ppm, 77 ppm ve 464 ppm artış meydana gelmiştir. Yüksek yüklerde sıcaklığın etkisiyle ve ön karışimli yanma fazının daha fazla yükselmesi sonucu NO_x emisyonları farkı büyümektedir [37]. Yapılan bir çalışmada [50], sabit yüklerde doğalgaz oranı artışının NO_x emisyon miktarına önemli bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Çalışmada, artan yükte birlikte NO_x emisyonlarının değiştiği açık bir şekilde görülmektedir.

Ayrıca artan yüklerde püskürtme basınçları artmakta ve bu durum NO_x emisyonlarını etkilemektedir. Syed ve diğerleri [172], biyodizel-hidrojen çift yakıt çalışmasında sabit yükte artan enjeksiyon basınçlarının NO_x emisyonlarını artırdığını göstermişlerdir. % 75 sabit yükte, biyodizel-hidrojen çalışması için enjeksiyon açılma basınçları 200 bar, 225 bar, 250 bar ve 275 bar'a artırıldığında NO_x emisyonları sırasıyla 354, 371, 391 ve 383 ppm'dir. Araştırmacılar, artan enjeksiyon basıncının silindir içi basıncını artırmasına böylece silindir içi sıcaklıklarının ve yanma hızının artmasına neden olduğunu

belirtmektedir. Ancak, çalışmada en yüksek enjeksiyon basıncının yanmanın kötüleşmesine yol açtığı ve böylece NO_x emisyonunda azalma meydana getirdiği belirtilmektedir.



Şekil 3.23. Farklı sıkıştırma oranlarında ve yüklerde dizel ve gaz yakıtların NO_x emisyonlarının değişimi.

Shen ve diğerleri [173] turboşarjlı dizel motorların doğal emişli motorlara göre farklı NO_x emisyon davranışları sergilediklerini belirtmiştir. Turboşarjın etkisiyle artan emme basıncı silindir içi sıcaklıklarını doğrudan etkilemekte ve bölgesel sıcaklıkların da artan etkisiyle NO_x emisyonları önemli oranda artmaktadır. Karagöz ve diğerleri [109] metan ve hidrojen karışımının enerji oranının artışıyla NO_x emisyonlarının dizele göre arttığını ancak enerji oranının azalmasıyla NO_x emisyonlarının dizele göre azaldığını göstermişlerdir. Lounici ve diğerleri tarafından yapılan bir çalışmada [164] CNG kullanılan dizel motorda düşük ve orta yüklerde NO_x emisyonları dizele göre azalırken yüksek yükte artmıştır. Yapılan bu çalışmada % 100 CH₄, % 95 CH₄ + % 5 H₂ ve % 90 CH₄ + % 10 H₂ gaz yakıtlarının enerji payları tüm test şartlarında % 80 - % 90,4 arasında değişmektedir. Gaz yakıtların böylesine yüksek enerji oranlarında kullanılmasıyla ve nispeten dizele göre daha yüksek yakıt/hava oranlarında yanmasından dolayı NO_x emisyonları dizel yakıtına göre artmaktadır. Daha önceki ısı dağılım oranı grafiklerinde görüldüğü üzere gaz yakıt kullanılmasıyla tüm çalışma şartlarında dizele göre ön karışimli yanma fazında bir artış görülmüştür. Ön karışimli yanma fazının artması sonucu NO_x emisyonları hızla artmaktadır [37]. Yanma odasında, bölgesel silindir içi sıcaklıklarının yüksek olmasının yanı sıra homojen karışımın alev önü cephesinin yüksek sıcaklıklarda olması NO_x emisyonlarının artmasına neden olan etkenlerdir [174].

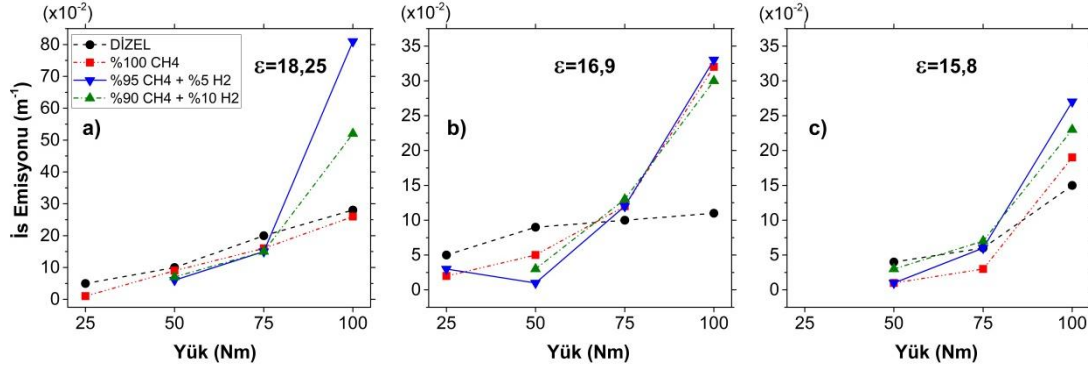
Ayrıca, şekiller dikkatli incelendiğinde sabit yükte sıkıştırma oranının azalmasıyla NO_x emisyonları azaldığı açıkça görülmektedir. Sıkıştırma oranı 100 Nm yükte ve % 90 CH_4 + % 10 H_2 karışımı için 18,25'ten 16,9'a azaltıldığında yaklaşık % 56, 18,25'ten 15,8'e azaltıldığında ise % 66 oranında azalmaktadır. % 95 CH_4 + % 5 H_2 karışımı için sıkıştırma oranı 18,25'ten 16,9'a azaltıldığında NO_x emisyonu % 55, 18,25'ten 15,8'e azaltıldığında % 67 azalmaktadır. % 100 CH_4 için sıkıştırma oranı 18,25'ten 16,9'a azaltıldığında NO_x emisyonu % 51, 18,25'ten 15,8'e azaltıldığında % 65 azalmaktadır. Dizel çalışması için sıkıştırma oranı 18,25'ten 16,9'a azaltıldığında NO_x emisyonu % 30, 18,25'ten 15,8'e azaltıldığında % 43 azalmaktadır. Sonuçlardan açıkça görülmektedir ki sıkıştırma oranı azaltıldığında, yanma sıcaklığının azalmasıyla NO_x emisyonları önemli oranda azalmaktadır. Çalışmada, metan gazına hidrojen eklemenin NO_x oluşumuna açık bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Hidrojenin düşük enerji oranlarında metan gazına eklenmesinin bunun başlıca sebebi olduğu düşünülmektedir.

3.3.3. İş emisyonlarının karşılaştırılması

Yanma sıcaklığı ve yakıt fazlalık katsayısı is oluşumunda temel iki parametredir. Dizel yanmasında, yakıt demeti içerisindeki yakıt/hava oranının artması (ya da zengin karışım oluşması) ve 1800-2200 K arası yüksek sıcaklıkların oluşması is emisyonlarını artırmaktadır. NO_x emisyonları, is emisyonlarına göre daha yüksek sıcaklıkta ve stokiometrik çalışmaya yakın yakıt fazlalık katsayılarında oluşmaktadır [135]. Sıkıştırma ateşlemeli dizel motorlarda heterojen karışımların oluşumuyla is emisyonları artmaktadır. Emme portundan hava-yakıt karışımı ön karışimli olarak verildiğinde yanma odasında homojenliğin artması ile is emisyonlarını azalır [166]. İş emisyonları yanma odasında hava veya oksijen açısından yetersiz bölgelerde oluşmaktadır [64]. Şekil 3.24 a-c'de farklı sıkıştırma oranlarında dizel ve gaz yakıt karışımlarının kullanılmasıyla oluşan is emisyonlarının yüklerle değişimi görülmektedir. Normal dizel çalışmasında artan yüklerle birlikte is emisyonları artmaktadır [162].

Gaz yakıt çalışmalarında, is emisyonları genel olarak 25 Nm, 50 Nm ve 75 Nm yüklerde dizele göre azalırken 100 Nm yükte önemli oranda artış göstermiştir. Artan yüklerde, metan miktarının ve pilot dizel miktarının artması sonucu dizele göre daha zengin karışım oluşmaktadır. Pilot dizel daha yoğun bir dolguyla karşılaşmaktadır. Bu durumda, silindir içerisinde farklı noktalarda meydana gelen zengin karışım bölgeleri ve

oksijen yetersizliği is emisyonlarında ani bir artışa neden olmaktadır [17, 166, 175]. Ayrıca, gaz yakıt kullanımında tüm sıkıştırma oranlarında 100 Nm yükte ısı dağılımında ön karışimli yanma periyodunun artması, is emisyonlarının önemli oranda artmasına sebep olmaktadır [162].



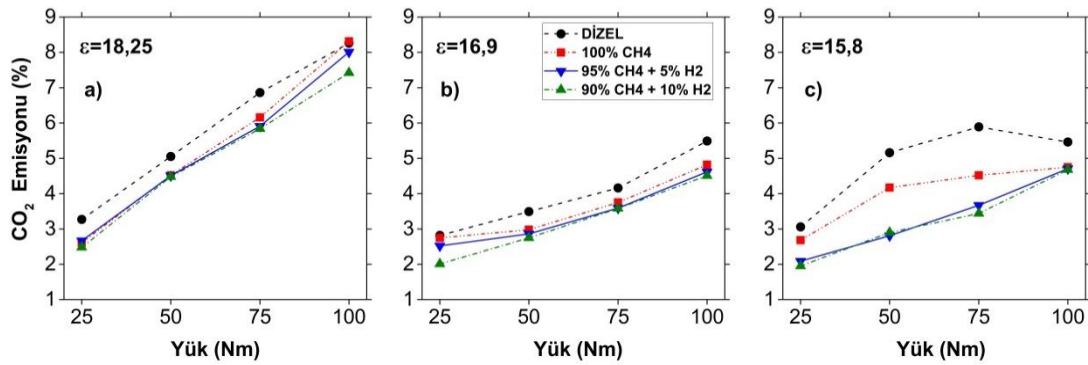
Şekil 3.24. Farklı sıkıştırma oranlarında ve yüklerde dizel ve gaz yakıtların is emisyonlarının değişimi.

Azalan sıkıştırma oranlarında gaz yakıtlarda tam yükte is emisyonlarının azaldığı görülmektedir. Örneğin, 100 Nm yükte % 95 CH₄ + % 5 H₂ karışımı için sıkıştırma oranı 18,25'ten 16,9'a azaltıldığında is emisyonu 0,81 m⁻¹'den 0,33 m⁻¹'e, 16,9'dan 15,8'e azaltıldığında 0,33 m⁻¹'den 0,27m⁻¹'e azalmaktadır. % 90 CH₄ + % 10 H₂ için sıkıştırma oranı 18,25'ten 16,9'a azaltıldığında is emisyonu 0,52 m⁻¹'den 0,3 m⁻¹'e, 16,9'dan 15,8'e azaltıldığında 0,3 m⁻¹'den 0,23m⁻¹'e azalmaktadır. Daha düşük sıkıştırma oranında, gaz yakıtların ısı dağılımında, ön karışimli yanma periyodundaki azalma is emisyonunda azalmaya sebep olmaktadır [162]. Bunun yanında, artan yüklerde pilot yakıt miktarının ve enerji oranlarının artması da is emisyonları artışını etkileyen sebeplerden biridir [37, 162]. 25Nm'de bazı yakıt testlerinde is miktarı ölçülememiştir. Bu durum is ölçüm cihazının en alt ölçme limiti olan 0,01 m⁻¹'den daha düşük is değerlerinin oluştuğunu göstermektedir. Böylece, is emisyonunun düşük sıcaklıkla oluşmadığı anlaşılmaktadır.

3.3.4. CO₂ emisyonlarının karşılaştırılması

İYM'lerde tam yanmanın göstergesi olan CO₂ emisyonu, sera gazları arasında olduğundan küresel ısınma oluşumunda ve ozon tabakasına zarar vermesinden dolayı önemli bir kirleticidir [151]. Şekil 3.25 a-c'de farklı yük ve sıkıştırma oranlarında gaz

yakıtlarla ve dizel yakıtla oluşan CO₂ emisyonlarının değişimi görülmektedir. Bu çalışmada, çift yakıt testlerinde kullanılan ana yakıt metan gazıdır. Metan, hidrokarbon yakıtlar arasında en düşük C/H oranına sahip yakıttır. Aşağıdaki grafiklerde görüldüğü gibi gaz yakıtların kullanılmasıyla oluşan molar CO₂ emisyonları dizel yakıtıyla oluşan CO₂ emisyonlarına göre daha azdır. Bunun başlıca sebebi, kullanılan gaz yakıtların daha düşük C/H oranına sahip olmasındandır [5, 39, 69, 101, 151]. Ayrıca, karışıma hidrojen yakıtının eklenmesi C/H oranını daha da azaltacağından dolayı grafiklerde % 95 CH₄ + % 5 H₂ ve % 90 CH₄ + % 10 H₂ karışımlarının % 100 CH₄ yakıtına göre tüm çalışma şartlarında daha az CO₂ oluşturduğu görülmektedir [78, 84, 90]. 18,25 sıkıştırma oranında metan gazına hidrojen ilavesiyle CO₂ emisyonu % 1-8 arasında, 16,9 sıkıştırma oranında % 4-18 arasında ve 15,8 sıkıştırma oranında % 1-32 arasında azalma sağlamaktadır. Literatürde yapılan birçok çalışmada metan veya metan/hidrojen gazları kullanımında dizel yakıtına göre daha az miktarda CO₂ emisyonları elde edilmiştir [65, 101, 107, 110, 151].



Şekil 3.25. Farklı sıkıştırma oranlarında ve yüklerde dizel ve gaz yakıtların CO₂ emisyonlarının değişimi.

Tüm sıkıştırma oranlarında, dizel ve gaz yakıt kullanımında artan yükte birlikte CO₂ emisyonlarında artış görülmektedir. Yük artışıyla, yanma odasına daha fazla yakıt alınmakta ve H/Y oranı azalmaktadır. HFK 1'e yaklaşılarak karışım zenginliği artmakta (Tablo 3.4) ve yanma verimi yükselmektedir. Aynı zamanda, yük artışıyla yanma odasına daha fazla yakıt gönderilmekte ve karışımındaki karbon miktarı artmaktadır. Bunun sonucu olarak artan yükte birlikte yanmamış CO'nun oksidasyonu ile CO₂ emisyonları artmaktadır. Böylece, egzoz gazlarındaki CO₂'nin molar yüzdesi tüm yakıtlar için artan yükte birlikte artmaktadır [107, 176, 177].

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, ortak hat yakıt enjeksiyon sistemine sahip direkt püskürtmeli bir dizel motorda, sabit devirde, farklı yüklerde ve farklı sıkıştırma oranlarında, dizel, metan ve değişik oranlarda hidrojen eklenmiş metan gazları kullanılması durumunda meydana gelen performans, yanma ve emisyon değişimleri incelenmiştir. Çalışmada ilk olarak normal dizel ile 1750 d/dk'da, 25 Nm, 50 Nm, 75 Nm ve 100 Nm'de testler yapılmıştır. Daha sonra, % 20 oranında pilot yakıt miktarı kullanılarak gaz yakıt testleri yapılmıştır. Gaz yakıt testlerinde öncelikle metan gazı ile daha sonra % 5 ve % 10 oranlarında hidrojen gazı eklenen metan gazı ile testler yapılmıştır. Daha sonra sıkıştırma oranı değiştirilerek benzer yakıt testleri yapılmıştır. Testler sonucunda, elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmektedir;

- 1) Tüm sıkıştırma oranlarında sıkıştırma periyodunda, gaz yakıtların silindir basınçları dizele göre daha düşüktür. Bu gaz yakıtların daha yüksek özgül ısı oranına sahip olmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca, püskürtülen pilot yakıtın buharlaşmak için dolgu ısını düşürmesi diğer bir etkidir.
- 2) Tüm sıkıştırma oranlarında gaz yakıtlarla çalışmada pilot yakıt enjeksiyon zamanlaması ve yanma başlangıcı dizele göre daha geç olmaktadır. Gaz pedal yükünün daha az olması bunun başlıca nedenidir.
- 3) Yanma başlangıcından itibaren çift yakıt uygulamasında maksimum silindir basıncı tüm sıkıştırma oranlarında dizelden daha fazla olmaktadır. Düşük sıkıştırma oranlarında ve düşük yükte dizel ve gaz yakıtlar arasında maksimum silindir basınç farkı azalmaktadır. Sabit sıkıştırma oranında yük arttıkça dizel ve gaz yakıtlar arasında maksimum basınç farkı artmaktadır. Sıkıştırma oranı azaldıkça tüm yakıtlar için silindir basıncı azalmaktadır.
- 4) Isı dağılım oranı, gaz yakıt kullanılmasıyla tüm sıkıştırma oranlarında ve yüklerde dizele göre daha erken oluşmaktadır. Düşük yüklerde ikinci yanma safhası birinci yanma safhasından daha yüksektir. Yük arttıkça, birinci yanma safhası artmaktadır. Azalan sıkıştırma oranlarında ve düşük yüklerde ön karışımli yanma periyodu daha az belirgin olmaktadır. Sıkıştırma oranı azaldıkça maksimum ısı dağılımı azalmaktadır. Metan içerisine hidrojen

ilavesinin maksimum basınç ve ısı dağılım oranı üzerine belirgin bir etkisi görülmemektedir.

- 5) Basınç artış oranı, gaz yakıtların kullanılmasıyla dizele göre düşük yüklerde hemen hemen aynı değerdedir. Ancak, artan yüklerle birlikte gaz yakıtların basınç artış oranı önemli miktarda artmaktadır. Orijinal sıkıştırma oranında tam yük çalışmasında basınç artış oranı değeri vuruntu oluşum limitlerinin üstündedir. Bu çalışma şartında 100 Nm yüke ulaşamamaktadır ve artan hidrojen oranıyla vuruntu şiddeti artmaktadır. Ancak, sıkıştırma oranı azaltılması ile basınç artış oranı değerleri tüm çift yakıt çalışmaları için vuruntu oluşum limitlerinin altına düşürülmüştür ve 100 Nm yüke ulaşılmıştır.
- 6) Toplam ısı dağılımı, çift yakıt çalışmaları ÜÖN civarında daha erken oluşmuştur. Düşük sıkıştırma oranlarında, toplam ısı dağılımının sıkıştırma stroğunda negatif değerlerde olduğu ve yanma merkezinin iş stroğunda geciktiği belirlenmiştir.
- 7) Tüm sıkıştırma oranlarında, TG'nin en düşük yük hariç (25 Nm) diğer tüm yüklerde gaz yakıt kullanılmasıyla dizele göre arttığı tespit edilmiştir. Orta ve yüksek yüklerde, çift yakıt çalışmalarının TG değerleri dizel TG değerlerine göre azalmıştır. Değişen enjeksiyon zamanlaması bunun başlıca nedeni olarak düşünülmektedir. Hidrojen ilavesiyle sadece metan kullanımına göre TG'de çok az bir azalma görülmüştür.
- 8) YS (KYO05-95) orijinal sıkıştırma oranında gaz yakıt kullanımıyla dizele göre azalmaktadır. Yük arttıkça YS gaz yakıt kullanımıyla uzamaktadır. Azaltılan sıkıştırma oranlarında gaz yakıtların YS dizele göre uzamaktadır. Hidrojen ilavesinin birçok çalışma şartında YS'ye önemli bir etkisi görülmemiştir.
- 9) Alev gelişim safhası (YB-KYO10), gaz yakıtlar için artan yüklerle kısalmışken dizel yakıt için artan yüklerle birlikte uzamıştır. Sıkıştırma oranı azaldıkça alev gelişim safhası uzamıştır.
- 10) Hızlı yanma safhasının birinci bölümü (KYO10-50) dizel ve gaz yakıtlar için artan yüklerle birlikte kısalmaktadır. 16,9 sıkıştırma oranında herhangi bir önemli değişim gözlenmezken 15,8 sıkıştırma oranında artan yüklerle birlikte artmaktadır. Hızlı yanma safhasının ikinci bölümü (KYO50-90) difüzyon

yanma periyodunun baskın olduğu bölümdür. Bu safhanın yüksek sıkıştırma oranında artan yüklerle birlikte arttığı görülmüştür. Diğer safhalarla kıyaslandığında toplam yanma süresinde daha büyük bir paya sahiptir.

- 11) KYO50 gaz yakıt kullanılmasıyla dizele göre daha erken oluşmaktadır. Yük arttıkça KYO50 daha erken oluşmuştur. Hidrojen ilavesiyle, KYO50 saf metan kullanımına göre biraz daha erken oluşmaktadır. Sıkıştırma oranı azaltıldığında KYO50 açısından gecikme oluşmuştur.
- 12) Gaz yakıt kullanımıyla, ortalama indike basınç değişim katsayısı ($\dot{C}DK_{OIB}$) düşük ve orta yüklerde dizele göre artış göstermiştir. Tüm sıkıştırma oranlarında, yük arttıkça, gaz yakıtlar ve dizel arasındaki $\dot{C}DK_{OIB}$ farkı azalmaktadır ve 100 Nm yükte hemen hemen aynı seviyededir. 50 Nm, 75 Nm ve 100 Nm yüklerde % 3 limitinin altındadır. Maksimum basınç değişimi katsayısı ($\dot{C}DK_{Pmaks}$) tüm sıkıştırma oranlarında düşük ve orta yüklerde dizele göre daha fazla oluşurken 100 Nm yükte 18,25 ve 16,9 sıkıştırma oranlarında hemen hemen aynı seviyededir. En düşük sıkıştırma oranında $\dot{C}DK_{Pmaks}$ gaz yakıt kullanılmasıyla dizele göre tüm yüklerde artış göstermektedir. Tüm sıkıştırma oranlarında ve tüm yüklerde $\dot{C}DK_{Pmaks}$ değerleri % 3 limitinin altındadır. Çalışmada, metan gazına % 5 ve % 10 hidrojen ilavesinin $\dot{C}DK_{Pmaks}$ ve $\dot{C}DK_{OIB}$ üzerine açık bir etkisi gözükmemektedir.
- 13) Efektif verim, tüm sıkıştırma oranlarında gaz yakıt kullanılmasıyla dizelin efektif veriminden daha düşüktür ve artan yüklerle birlikte aradaki fark azalmaktadır. Yük arttıkça, tüm yakıtların efektif verim değerleri artmaktadır. Metan gazına hidrojen ilave edildiğinde efektif verim artmıştır. Sıkıştırma oranı azaldıkça tüm yakıtlar için efektif verim azalmıştır.
- 14) Efektif özgül enerji tüketimi ($\ddot{O}ET_{ef}$) değerleri, gaz yakıt kullanımıyla dizele göre tüm çalışma şartlarında artış göstermiştir. Yük arttıkça, tüm yakıtların $\ddot{O}ET_{ef}$ değerleri azalmıştır. Metan gazına hidrojen eklendiğinde $\ddot{O}ET_{ef}$ değerleri azalmıştır. Düşük sıkıştırma oranlarında $\ddot{O}ET_{ef}$ değerleri artmıştır.
- 15) Efektif özgül yakıt tüketimi ($\ddot{O}YT_{ef}$) açısından bakıldığında gaz yakıt kullanımıyla düşük yüklerde dizele göre önemli bir artış meydana gelmiştir. 75 Nm ve 100 Nm yüklerde gaz yakıt ve dizel yakıt kullanımıyla birbirine yakın

$\dot{O}YT_{ef}$ değerleri oluşmuştur. Sıkıştırma oranı azaldıkça $\dot{O}YT_{ef}$ gaz yakıtlar için dūřuk ve orta yūklere artış gōsterirken yūksek yūkte azalma meydana gelmiştir. Hidrojen ilavesiyle $\dot{O}YT_{ef}$ değerleri azalma gōstermiřtir. Orijinal sıkıştırma oranı ve yūksek yūkte gaz yakıtlarla çalışmada vurutudan dolayı performans yukarıdaki parametrelerinde bozulma meydana gelmiştir. Genel olarak bakıldığında, motor gaz yakıt modunda çalıştırıldığında dizel kullanımı yaklaşık % 80 azalmaktadır.

- 16) HFK, gaz yakıt kullanımında tūm çalışma şartlarında dizele gōre daha azdır. Yūk arttıkça tūm yakıtların HFK 1'e yaklaşmaktadır. Dięer bir deyişle karışım zenginleşmiştir. Metan gazına hidrojen ilavesiyle karışım fakirleşmekte, yani HFK artmaktadır.
- 17) Egzoz gaz sıcaklıkları, gaz yakıt kullanılmasıyla ortalama olarak dizele gōre artmıştır. Daha dūřuk sıkıştırma oranında efektif verim azalırken kullanılmayan enerji egzoz yoluyla atılmıştır. Bōylece, sıkıştırma oranı azaldıkça, egzoz gaz sıcaklıkları tūm yakıtlarla artmaktadır. Yūk arttıkça artan gaz sıcaklığı nedeniyle egzoz gaz sıcaklıkları artmaktadır. Metan gazına hidrojen ilavesinin egzoz gaz sıcaklığına tutarlı bir etkisi gōrūlmemiřtir.
- 18) Yanmamıř HC emisyonları, gaz yakıtların kullanılmasıyla tūm çalıřma řartlarında dizele gōre bōyūk oranda artmaktadır. Őzellikle dūřuk yūk ve orta yūklere aradaki fark daha fazla iken yūksek yūkte nispeten azalmaktadır. Metan gazına hidrojen ilavesiyle yanmamıř HC emisyonları karıřımın C/H oranının azalmasından dolayı bir miktar azalmaktadır. Dūřuk sıkıřtırma oranı ve yūksek yūkte en dūřuk miktarda yanmamıř HC emisyonu meydana gelmiřtir.
- 19) NO_x emisyonları gaz yakıtların kullanılmasıyla dūřuk yūkte dizel ile benzer sonuçlar verirken artan yūkle gaz yakıtlar Őnemli oranda NO_x artıřı gōstermektedir. Sıkıřtırma oranı azaldıkça NO_x emisyonu bōyūk oranda azalmaktadır. Tam yūkte sıkıřtırma oranı azalmasıyla % 51-67 oranında azalma saęlanmıřtır. Hidrojen ilavesinin NO_x emisyonu üzerine açık bir etkisi gōrūlmemektedir.

- 20) İis emisyonu, tüm sıkıştırma oranlarında gaz yakıtlarla düşük ve orta yüklerde dizelden daha az iken 100 Nm yükte dizelden daha fazla olmaktadır. Sıkıştırma oranı azaldıkça is emisyonları 100 Nm yükte önemli oranda azalmaktadır. Metan gazına hidrojen ilavesinin is emisyonlarına tutarlı bir etkisi görülmemektedir.
- 21) CO₂ emisyonları gaz yakıt kullanılmasıyla tüm çalışma şartlarında dizele göre azalmaktadır. Sıkıştırma oranı azaldıkça CO₂ miktarı azalmıştır. Yük arttıkça tüm yakıtlar için egzoz yoluyla atılan CO₂ yüzdesi artmaktadır. Ayrıca, metan gazına hidrojen ilavesiyle tüm çalışma şartlarında CO₂ emisyonları daha az meydana gelmiştir. Metan gazına hidrojen ilavesiyle, tüm çalışma şartları için CO₂ emisyonu % 1-32 oranında azalmıştır.

Çalışmanın bundan sonraki aşamasında, düşük yüklerdeki emisyon problemlerini gidermeye yönelik çalışmalar yapılabilir. Egzoz gazları resirkülasyonu (EGR) kısmen yanmamış yakıtları tekrar yakacağından dolayı HC emisyonlarının azalmasında etkili olabilir. EGR'nin artan oranlarında bu azalma daha belirgin olabilir. Bunun yanında, yanma sıcaklıklarını da düşüreceği için NO_x emisyonlarının azalmasında etkili olabilecektir. Ayrıca, metan gazında hidrojen oranının artırılmasıyla HC emisyonlarının daha düşük seviyelere indirilmesi mümkün olabilir. Daha yüksek sıkıştırma oranında ve piston geometrisinin değiştirilmesiyle yapılacak araştırmayla emisyonlardaki değişim gözlemlenebilir. Ağır hizmet taşıtları için farklı bir motorda LNG yakıtı kullanılarak performans ve emisyon araştırmaları yapılabilir.

Enjeksiyon zamanlamasının geciktirilmesi, yüksek yüklerde oluşan maksimum basınç ve net ısı dağılım oranı tepe noktalarının üst ölü noktadan sonraya kaydırılmasında ve vuruntu oluşumunun azaltılmasında etkili olabilir. Böylece, hidrojen miktarı daha yüksek oranlarda kullanılarak karışımın C/H oranı azaltılabileceğinden HC ve CO₂ emisyonlarının daha aşağı değerlere çekilebilmesi mümkündür. Ayrıca, hidrojen oranı artışıyla efektif verimin artması ve özgül yakıt tüketiminin azalması mümkün görünmektedir. Metan içerisindeki hidrojen oranı daha yüksek oranlarda kullanılabilir. Pilot yakıt olarak literatürdeki çalışmalarından farklı bir biyodizel ile veya setan sayısını artırıcı başka katkı maddeleri ile araştırmalar yapılarak çevrimsel farklılıklar açısından çalışma zenginleştirilebileceği eldeki altyapı ile mümkün gözükmemektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Wei, L., Geng, P. (2016) A review on natural gas/diesel dual fuel combustion, emissions and performance. *Fuel Processing Technology*, 142, 264-278.
- [2] Bakar, R.A., Kadirgama, K., Rahman, M.M., Sharma, K.V., Semin, K.V. (2012). Application of Natural Gas for Internal Combustion Engines, *Advances in Natural Gas Technology*, InTechOpen.
- [3] <http://www.iangv.org/natural-gas-vehicles/vehicle-types/> (erişim tarihi: 15.01.2020)
- [4] http://www.tuik.gov.tr/PreTablo.do?alt_id=1051 (erişim tarihi: 15.01.2020).
- [5] Bae, C., Kim, J. (2017) Alternative fuels for internal combustion engines. *Proceedings of the Combustion Institute*, 36, 3389-3413.
- [6] <http://www.aegpl.eu/media/185954/autogas-incentive-policies-2017-final.pdf> (erişim tarihi: 18.06.2018).
- [7] <http://www.iangv.org/current-ngv-stats/> (erişim tarihi: 09.03.2020)
- [8] Ma, F., Wang, Y., Haiquan, L., Li, Y., Wang, J., Zhao, S. (2007) Experimental study on thermal efficiency and emission characteristics of a lean burn hydrogen enriched natural gas engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 32(18), 5067-5075.
- [9] Akansu, S.O., Dulger, Z., Kahraman, N., Veziroglu, T.N. (2004) Internal combustion engines fueled by natural gas-hydrogen mixtures. *International Journal of Hydrogen Energy*, 29(14), 1527-1539.
- [10] Kakaee, A.H., Paykani, A., Ghajar, M. (2014) The influence of fuel composition on the combustion and emission characteristics of natural gas fueled engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38, 64-78.
- [11] Kakaee, A.H., Paykani, A. (2013) Research and development of natural-gas fueled engines in Iran. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 26, 805-821.
- [12] Hao, H., Liu, Z., Zhao, F., Li, W. (2016) Natural gas as vehicle fuel in China: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 62, 521-533.
- [13] Khan, M.I., Yasmin, T., Shakoor, A. (2015) Technical overview of compressed natural gas (CNG) as a transportation fuel. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51, 785-797.

- [14] Verhelst, S., Wallner, T. (2009) Hydrogen-fueled internal combustion engines, *Progress in Energy and Combustion Science*, 35, 490-527.
- [15] Dimitriou, P., Tsujimura, T. (2017) A review of hydrogen as a compression ignition engine fuel. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(38), 24470-24486.
- [16] Janecek, D., Rothamer, D., Ghandhi, J. (2017) Investigation of cetane number and octane number correlation under homogeneous-charge compression ignition engine operation. *Proceedings of the Combustion Institute*, 36(3), 3651-3657.
- [17] Tarabet, L., Lounici, M.S., Loubar, K., Khiari, K., Bouguessa, R., Tazerout, M. (2018) Hydrogen supplemented natural gas effect on a DI diesel engine operating under dual fuel mode with a biodiesel pilot fuel. *International Journal of Hydrogen Energy*, 43(11), 5961-5971.
- [18] Kahraman, N., Çeper, B., Akansu, S.O., Aydın, K. (2009) Investigation of combustion characteristics and emissions in a spark-ignition engine fuelled with natural gas–hydrogen blends. *International Journal of Hydrogen Energy*, 34(2), 1026-1034.
- [19] Brown, B.S., Rogak, S.N., Munshi, S. (2009) Multiple Injection Strategy in a Direct-Injection Natural Gas Engine with Entrained Diesel. *SAE International Journal of Fuels and Lubrication*, 2(1), 953–965. SAE Paper No 2009-01-1954.
- [20] <https://mobile.donanimhaber.com/images/upfiles/121903/63677F1B3CAA4B3383665452D47325E1.jpg> (erişim tarihi: 04.01.2020).
- [21] Iwamoto, Y., Noma, K., Nakayama, O., Yamauchi, T., Ando, H. (1997) Development of Gasoline Direct Injection Engine. SAE Technical Paper 970541.
- [22] Zheng, J.J., Wang, J.H., Wang, B., Huang, Z.H. (2009) Effect of compression ratio on the performance and combustion of a natural-gas direct injection engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 223(1), 85-98.
- [23] L. Sun, Y.F. Liu, K. Zeng, R. Yang, Z.H. Hang, (2015), Combustion performance and stability of a dual-fuel diesel–natural-gas engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 229 (2), 235-246.

- [24] Aesoy, V., Harald, V. (1996) The influence of natural gas composition on ignition in a direct injection gas engine using hot surface assisted compression ignition. SAE Technical Paper 961934.
- [25] Willi, M.L., Richards, B.G. (1995) Design and development of a direct injected, glow plug ignition-assisted, natural gas engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 117, 799-803.
- [26] Korakianitis, T., Namasivayam, A.M., Crookes R.J. (2011) Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions. *Progress in Energy and Combustion Science*, 37(1), 89-112.
- [27] Nitnaware, P.T., Suryawanshi, J.G. (2016) Effects of MBT spark timing on performance emission and combustion characteristics of SI engine using hydrogen-CNG blends. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41, 666-674.
- [28] Putrasari, Y., Praptijanto, A., Nur, A., Wahono, B., Widodo, B.S. (2015) Evaluation of performance and emission of SI engine fuelled with CNG at low and high load condition. *Energy Procedia*, 68, 147-156.
- [29] Tahir, M. M., Ali, M.S., Salim, M.A., Bakar, R.A., Fudhail, A.M., Hassan, M.Z., Abdul Muhaimin, M.S. (2015) Performance analysis of a spark ignition engine using compressed natural gas (CNG) as fuel. *Energy Procedia*, 68, 355-362.
- [30] Geok, H.H., Mohamad, T.I., Abdullah, S., Ali, Y., Shamsudeen, A. (2009) Experimental investigation of performance and emissions of a sequential port injection compressed natural gas converted engine, SAE paper 2009-32-0026.
- [31] Aslam, M.U., Masjuki, H.H., Kalam, M.A., Abdesselam, H., Mahlia, T.M.I., Amalina, M.A. (2006) An experimental investigation of CNG as an alternative fuel for a retrofitted gasoline vehicle, *Fuel*, 85(5–6), 717-724.
- [32] Sezgin, B., Bilen, K., Çelik, V. (2013), Bir dizel motorun doğal gazla çalışır hâle getirilmesi ve dönüştürülmüş motorun performans ve egzoz emisyonunun deneysel analizi. *Mühendis ve Makina*, 54(642), 41-51.
- [33] Jahirul, M.I., Masjuki, H.H., Saidur, R., Kalam, M.A., Jayed, M.H., Wazed, M.A. (2010) Comparative engine performance and emission analysis of cng and gasoline in a retrofitted car engine. *Applied Thermal Engineering*, 30(14-15), 2219-2226.

- [34] Kim, K., Kim, H., Kim, B., Lee, K., Lee, K. (2009) Effect of Natural Gas Composition on the performance of a CNG Engine. *Oil & Gas Science and Technology*, 64(2), 199-206.
- [35] Anderson, J., Miers, S., Wallner, T., Stutenberg, K., Lohse-Busch, H., Duoba, M. (2014) Performance and efficiency assessment of a production CNG vehicle compared to its gasoline counterpart. SAE Paper 2014-01-2694.
- [36] Yusaf, T.F., Buttsworth, D.R., Saleh, K.H., Yousif, B.F. (2010) CNG-diesel engine performance and exhaust emission analysis with the aid of artificial neural network. *Applied Energy*, 87(5), 1661-1669.
- [37] Papagiannakis, R.G., Hountalas, D.T. (2003) Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 23, 353-365.
- [38] Egusquiza, J.C., Braga, S.L., Braga, C.V.M. (2009) Performance and gaseous emissions characteristics of a natural gas/diesel dual fuel turbocharged and aftercooled engine. *Journal of Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 31(2) 142-150.
- [39] Abdelaal, M.M., Hegab, A.H. (2012) Combustion and emission characteristics of a natural gas-fueled diesel engine with EGR. *Energy Conversion and Management*, 64, 301-312.
- [40] Papagiannakis, R.G., Kotsiopoulos, P.N., Zannis, T.C., Yfantis, E.A., Hountalas, D.T., Rakopoulos, C.D. (2010) Theoretical study of the effects of engine parameters on performance and emissions of a pilot ignited natural gas diesel engine. *Energy*, 35, 1129-1138.
- [41] Li, M., Zhang, Q., Li, G., Shao, S. (2015) Experimental investigation on performance and heat release analysis of a pilot ignited direct injection natural gas engine. *Energy*, 90, 1251-1260.
- [42] Yousefi, A., Birouk, M., Guo, H. (2017) An experimental and numerical study of the effect of diesel injection timing on natural gas/diesel dual-fuel combustion at low load. *Fuel*, 203, 642-657.
- [43] 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.

- [44] Yang, W.M., An, H., Li, J. Duan, L. (2015) Impact of methane addition on the performance of biodiesel fueled diesel engine. *Applied Energy*, 160, 784-792.
- [45] Selim, M.Y.E., Radwan, M.S., Saleh, HE. (2008) Improving the performance of dual fuel engines, running on natural gas/LPG by using pilot fuel derived from Jojoba seeds. *Renewable Energy*, 33, 1173-1185.
- [46] Ergen, G. (2011) Doğalgaz Kullanılan Çift Yakıtlı Bir Dizel Motorunda Biyoyakıt Ve Katkı Maddesi Kullanımının Kısmi Yüklerdeki Performans Ve Emisyon Karakteristiklerine Etkileri. Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü, Sakarya, Türkiye.
- [47] Nwafor, O.M.I. (2000) Effect of choice of pilot fuel on the performance of natural gas in diesel engines, *Renewable Energy*, 21, 495-504.
- [48] Carlucci, A.P., de Risi, A., Laforgia, D., Naccarato, F. (2008) Experimental investigation and combustion analysis of a direct injection dual-fuel diesel–natural gas engine. *Energy*, 33(2), 256-263.
- [49] Hosmath, R.S., Banapurmath, N.R., Khandal, S.V., Gaitonde, V.N., Basavarajappa, Y.H., Yaliwal, V.S. (2016) Effect of compression ratio, CNG flow rate and injection timing on the performance of dual fuel engine operated on honge oil methyl ester (HOME) and compressed natural gas (CNG), *Renewable Energy*, 93, 579-590.
- [50] Zhang, C.H., Song, J.T. (2015) Experimental study of co-combustion ratio on fuel consumption and emissions of NG-diesel dual-fuel heavy-duty engine equipped with a common rail injection system. *Journal of the Energy Institute*, 89(4), 578-585.
- [51] Miyamoto, T., Hasegawa, H., Mikami M., Kojima, N., Kabashima, H., Urata, Y. (2011) Effect of hydrogen addition to intake gas on combustion and exhaust emission characteristics of a diesel engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 36(20), 13138-13149.
- [52] Varde, K., Frame, G. (1983) Hydrogen aspiration in a direct injection type diesel engine-its effects on smoke and other engine performance parameters. *International Journal of Hydrogen Energy*, 8(7), 549-555.

- [53] Kumar, M.S. (2003) Use of hydrogen to enhance the performance of a vegetable oil fuelled compression ignition engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 28(10), 1143-1154.
- [54] Sharma, P., Dhar, A. (2018) Compression ratio influence on combustion and emissions characteristics of hydrogen diesel dual fuel CI engine: Numerical Study. *Fuel*, 222, 852-858.
- [55] Gatts, T., Liu, S., Liew, C., Ralston, B., Bell, C., Li, H. (2012) An experimental investigation of incomplete combustion of gaseous fuels of a heavy-duty diesel engine supplemented with hydrogen and natural gas. *International Journal of Hydrogen Energy*, 37(9), 7848-7859.
- [56] Gatts, T., Li, H., Liew, C., Liu, S., Spencer, T., Wayne, S., Clark, N. (2010) An experimental investigation of H₂ emissions of a 2004 heavy-duty diesel engine supplemented with H₂. *International Journal of Hydrogen Energy*, 35(20), 11349-11356.
- [57] Liew, C., Li, H., Nuszowski, J., Liu, S., Gatts, T., Atkinson, R., Clark, N. (2010) An experimental investigation of the combustion process of a heavy-duty diesel engine enriched with H₂. *International Journal of Hydrogen Energy*, 35(20), 11357-11365.
- [58] Zhou, J.H., Cheung, C.S., Leung, C.W. (2014) Combustion, performance, regulated and unregulated emissions of a diesel engine with hydrogen addition. *Applied Energy*, 126, 1-12.
- [59] Suzuki, Y., Tsujimura, T., Mita, T. (2015) The performance of multi-cylinder hydrogen / diesel dual fuel engine. *International Journal of Engines*, 8(5), SAE Paper 2015-24-2458
- [60] Tsujimura, T., Suzuki, Y. (2017) The utilization of hydrogen in hydrogen/diesel dual fuel engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(19), 14019-14029.
- [61] Lee, K.J., Huynh, T.C., Lee, J.T. (2010) A study on realization of high performance without backfire in a hydrogen-fueled engine with external mixture. *International Journal of Hydrogen Energy*, 35(23), 13078-13087.

- [62] Lilik, G.K., Zhang, H., Herreros, J.M., Haworth, D.C., Boehman, A.L. (2010) Hydrogen assisted diesel combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 35(9), 4382–4398.
- [63] Dimitriou, P., Kumar, M., Tsujimura, T., Suzuki, Y. (2018) Combustion and emission characteristics of a hydrogen-diesel dual-fuel engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 43(29), 13605-13617.
- [64] Chintala, V., Subramanian, K. A. (2015) Experimental investigations on effect of different compression ratios on enhancement of maximum hydrogen energy share in a compression ignition engine under dual–fuel mode. *Energy*, 87, 448-462.
- [65] Nwafor O.M.I. (2007) Effect of advanced injection timing on emission characteristics of diesel engine running on natural gas. *Renewable Energy*, 32(14), 2361-2368.
- [66] Boretti, A., Lappas, P., Zhang, B., Mazlan, S.K. (2013) CNG fueling strategies for commercial vehicles engines-a literature review. SAE Paper 2013-01-2812.
- [67] Choi, M., Lee, S., Park, S. (2015) Numerical and experimental study of gaseous fuel injection for CNG direct injection. *Fuel*, 140, 693-700.
- [68] Tang, Q., Fu, J., Liu, J., Zhou, F., Yuan, Z., Xu, Z. (2016) Performance improvement of liquefied natural gas (LNG) engine through intake air supply. *Applied Thermal Engineering*, 103, 1351-1361.
- [69] Cheenkachorn, K., Poornipatpong, C., Ho, C.G. (2013) Performance and emissions of a heavy-duty diesel engine fuelled with diesel and LNG (liquid natural gas). *Energy*, 53, 52-57.
- [70] <http://www.ngvglobal.com/blog/category/market-developments/maritime/page/2> (erişim tarihi:20.06.2018)
- [71] Thomson, H., Corbett, J.J., Winebrake, J.J. (2015) Natural gas as a marine fuel, *Energy Policy*, 87, 153-167.
- [72] Stoumpos, S., Theotokatos, G., Boulougouris, E., Vassalos, D., Lazakis, I., Livanos, G. (2018) Marine dual fuel engine modeling and parametric investigation of engine settings effect on performance-emissions trade-offs. *Ocean Engineering*, 157, 376-386.

- [73] Middleton, A. Neumann B., Khatri, D.S. (2007) Natural gas injection system for buses and trucks - potential to achieve future performance and emission norms. SAE Paper 2007-26-026.
- [74] Middleton, A., Neumann, B., Khatri, D.S. (2008) Development of Dedicated CNG Engine with Multipoint Gas Injection System. SAE Paper 2008-28-0014.
- [75] Chandra, R., Vijay, V.K., Subbarao, P.M.V., Khura, T.K. (2011) Performance Evaluation of a Constant Speed IC Engine on CNG, Methane Enriched Biogas and Biogas. *Applied Energy*, 88(11), 3969-3977.
- [76] Sagar, S.M.V., Agarwal, A.K. (2017) Experimental investigation of varying composition of HCNG on performance and combustion characteristics of a SI engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(18), 13234-13244.
- [77] Wang, J., Huang ,Z., Fang, Y., Liu, B., Zeng, K., Miao, H., Jiang, D. (2007) Combustion behaviors of a direct-injection engine operating on various fractions of natural gas-hydrogen blends. *International Journal of Hydrogen Energy*, 32(15), 3555-3564.
- [78] Bhasker, J. P., Porpatham, E. (2017) Effects of compression ratio and hydrogen addition on lean combustion characteristics and emission formation in a Compressed Natural Gas fuelled spark ignition engine, *Fuel*, 208, 260-270.
- [79] Tangöz, S, Akansu, S.O., Kahraman, N., Malkoç, Y. (2015) Effects of compression ratio on performance and emissions of a modified diesel engine fueled by HCNG. *International Journal of Hydrogen Energy*, 40(44),15374-15380.
- [80] Poompipatpong, C., Cheenkachorn, K. (2011) A modified diesel engine for natural gas operation: Performance and emission tests. *Energy*, 36, 6862-6866.
- [81] Ma, F., Zhao, J., Qi, Z. Deng, J., Naeve, N., He, Y., Zhao, S. (2012) Effect of compression ratio and spark timing on the power performance and combustion characteristics of an HCNG engine, *International Journal of Hydrogen Energy*, 37(23), 18486-18491.
- [82] Huang, Z., Wang, J., Liu, B., Zeng, K., Yu, J., Jiang, D. (2007) Combustion characteristics of a direct-injection engine fuelled with natural gas-hydrogen blends under different ignition timings. *Fuel*, 86(3), 381-387.

- [83] Liu, J., Duan, X., Yuan, Z., Liu, Q., Tang, Q., (2017) Experimental study on the performance, combustion and emission characteristics of a high compression ratio heavy-duty spark-ignition engine fuelled with liquified methane gas and hydrogen blend, *Applied Thermal Engineering*, 124, 585-594.
- [84] Lim, G., Lee, S., Park, C., Choi, Y., Kim, C. (2013) Effects of compression ratio on performance and emission characteristics of heavy-duty SI engine fuelled with HCNG, *International Journal of Hydrogen Energy*, 38(11), 4831-4838.
- [85] Park, C., Kim, C., Choi, Y. (2012) Power output characteristics of hydrogen-natural gas blend fuel engine at different compression ratios. *International Journal of Hydrogen Energy*, 37(10), 8681-8687.
- [86] Lee, S., Kim, C., Choi, Y. Lim, G., Park, C. (2014) Emissions and fuel consumption characteristics of an HCNG-fueled heavy-duty engine at idle. *International Journal of Hydrogen Energy*, 39(15), 8078-8086.
- [87] Moreno, F., Arroyo, J., Munoz, M., Monne, C. (2012) Combustion analysis of a spark ignition engine fuelled with gaseous blends containing hydrogen. *International Journal of Hydrogen Energy*, 37(18), 13564-13573.
- [88] Acikgoz, B., Celik, C. (2012) An experimental study on performance and emission characteristics of a methane-hydrogen fuelled gasoline engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 37(23), 18492-18497.
- [89] Açıkgöz, B., Çelik, C., Soyhan, H.S., Gökalp, B., Karabag, B. (2015) Emission characteristics of an hydrogen-CH₄ fuelled spark ignition engine. *Fuel*, 159, 298-307.
- [90] Hora, T.S., Agarwal, A.K. (2015) Experimental study of the composition of hydrogen enriched compressed natural gas on engine performance, combustion and emission characteristics. *Fuel*, 160, 470-478.
- [91] Hora, T.S., Agarwal, A.K. (2016) Effect of varying compression ratio on combustion, performance, and emissions of a hydrogen enriched compressed natural gas fuelled engine. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 31, 819-828.
- [92] Gürsoy, L. (2014) Ulaşımda Kullanılan Doğalgazlı Otobüslerin Çevresel Etkileri. Yüksek Lisans Tezi, Bahçeşehir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye.

- [93] Ergeneman, M., Soruşbay, C., Gökten, A.G. (1999) Exhaust emission and fuel consumption of CNG diesel fueled city buses calculated using a sample driving cycle. *Energy Sources*, 21(3), 257-268.
- [94] Yoon, S., Collins, J., Thiruvengadam, A., Gautam, M., Herner, J., Ayala, A. (2013) Criteria pollutant and greenhouse gas emissions from CNG transit buses equipped with three-way catalysts compared to lean-burn engines and oxidation catalyst technologies. *Journal of the Air & Waste Management Association*, 63(8), 926-933.
- [95] Yang, L., Tayner, W.E., Sarica, K. (2013) Evaluation of the economics of conversion to compressed natural gas for a municipal bus fleet. *Energy Science & Engineering*, 1(3), 118-127.
- [96] Guo, J., Ge, Y., Hao, L., Tan, J., Li, J. ve Feng, X. (2014) On-road measurement of regulated pollutants from diesel and CNG buses with urea selective catalytic reduction systems. *Atmospheric environment*, 99, 1-9.
- [97] Nanaki, E.A., Koroneos, C.J., Xydis, G.A., Rovas, D. (2014) Comparative environmental assessment of Athens urban buses-Diesel, CNG and biofuel powered. *Transport Policy*, 35, 311-318.
- [98] Wadud, Z. (2014) (Unintended) Transport impacts of an energy-environment policy: The case of CNG conversion of vehicles in Dhaka. *Transportation Research Part A: Policy and Practice*, 66, 100-110.
- [99] Balassiano, R., White, P. (1997) Experience of compressed natural gas bus operations in Rio de Janeiro, Brazil. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 2(2), 147-155.
- [100] Genovese, A., Contrisciani, N., Ortenzi, F., Cazzola, V. (2011) On road experimental tests of hydrogen/natural gas blends on transit buses. *International Journal of Hydrogen Energy*, 36(2), 1775-1783.
- [101] Talibi, M., Balachandran, R., Ladommatos, N. (2017) Influence of combusting methane-hydrogen mixtures on compression ignition engine exhaust emissions and in-cylinder gas composition. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(4), 2381-2396.

- [102] Zhou, J.H., Cheung, C.S., Leung, C.W. (2014) Combustion, performance and emissions of a diesel engine with H₂, CH₄ and H₂-CH₄ addition. *International Journal of Hydrogen Energy*, 39(9), 4611-4621.
- [103] Abu-Jrai, A.M., Al-Muhtaseb, A.H., Hasan, A.O. (2017) Combustion, performance and selective catalytic reduction of NO_x for a diesel engine operated with combined tri fuel H₂, CH₄, and conventional diesel. *Energy*, 119, 901-910.
- [104] Mansor, M.R.A., Abbood, M.M., Mohamad, T.I. (2017) The influence of varying hydrogen-methane-diesel mixture ratio on the combustion characteristics and emissions of a direct injection diesel engine. *Fuel*, 190, 281-291.
- [105] Imran, S., Korakianitis, T., Shaukat, R., Farooq, M., Condoor, S., Jayaram, S. (2018) Experimentally tested performance and emissions advantages of using natural-gas and hydrogen fuel mixture with diesel and rapeseed methyl ester as pilot fuels. *Applied Energy*, 229, 1260-1268.
- [106] Banapurmath, N.R., Gireesh, N.M., Basavarajappa, Y.H., Hosmath, R.S., Yaliwal, V. S., Pai, A. (2015) Effect of hydrogen addition to CNG in a biodiesel-operated dual-fuel engine. *International Journal of Sustainable Energy*, 8(6), 332-340.
- [107] Lounici, M.S., Boussadi, A., Loubar, K., Tazerout, M. (2014). Experimental investigation on NG dual fuel engine improvement by hydrogen enrichment. *International Journal of Hydrogen Energy*, 39(36), 21297-21306.
- [108] Ouchikh, S., Lounici, M.S., Tarabet, L., Loubar, K., Tazerout, M. (2019) Effect of natural gas enrichment with hydrogen on combustion characteristics of a dual fuel diesel engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(26), 13974-13987.
- [109] Karagöz, Y., Güler, I., Sandalcı, T., Yüksek, L., Dalkılıç, A.S., Wongwises, S. (2016) Effects of hydrogen and methane addition on combustion characteristics, emissions, and performance of a CI engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(2), 1313-1325.
- [110] Arat, H.T., Baltacıoglu, M.K., Aydın, K., Özcanlı, M. (2016) Experimental investigation of using 30HCNG fuel mixture on a non-modified diesel engine

- operated with various diesel replacement rates. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(4), 3199-3207.
- [111] Sandalcı, T., Işın, Ö., Galata, S., Karagöz, Y., Güler, İ. (2019) Effect of hythane enrichment on performance, emission and combustion characteristics of an ci engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(5), 3208-3220.
- [112] Pichayapat, K., Sukchai, S., Thongsan, S., Pongtornkulpanich, A. (2014) Emission characteristics of using HCNG in the internal combustion engine with minimum pilot diesel injection for greater fuel economy. *International Journal of Hydrogen Energy*, 39(23), 12182-12186.
- [113] Yang, B., Wei, X., Xi, C., Liu, Y., Zeng, K., Lai, M.C. (2014) Experimental study of the effects of natural gas injection timing on the combustion performance and emissions of a turbocharged common rail dual-fuel engine. *Energy Conversion and Management*, 87, 297-304.
- [114] Rinaldini, C.A., Allesina, G., Pedrazzi, S., Mattarelli, E., Savioli, T., Morselli, N., Puglia, M., Tartarini, P. (2017) Experimental investigation on a common rail diesel engine partially fuelled by syngas. *Energy Conversion and Management*, 138, 526-537.
- [115] Kammuang-Lue, N., Bhudtiyatane, M. (2018) Optimum ratio of compressed biomethane gas as dual fuel in turbocharged common rail diesel engine. *Journal of Energy Institute*, 91(6), 1113-1125.
- [116] Wlodarczyk, M.T. (2006) High Accuracy glow plug-integrated cylinder pressure sensor for closed loop engine control, SAE Technical Paper 2006-01-0184.
- [117] Kline, S.J., McClintock, F.A. (1953) Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical engineering*, 75(1), 3-8.
- [118] Barik, D., Kumar, A., Murugan, S. (2018) Effect of compression ratio on combustion performance and emission characteristic of a direct injection diesel engine fueled with upgraded biogas-karanja methyl ester-diethyl ether port injection. *Energy&Fuels*, 32, 5081-5089.
- [119] Verma, S., Das, L. M., Kaushik, S.S., Bhatti, S.S. (2019) The effects of compression ratio and EGR on the performance and emission characteristics of diesel-biogas dual fuel engine. *Applied Thermal Engineering*, 150, 1090-103.

- [120] Sayin, C., Gumus, M. (2011) Impact of compression ratio and injection parameters on the performance and emissions of a DI diesel engine fueled with biodiesel-blended diesel fuel. *Applied Thermal Engineering*, 31, 3182-3188.
- [121] Heywood, J.B. (1988) *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, USA.
- [122] Özsezen, A.N. (2007) Atık palmiye yağından üretilen biyodizelin motor performans ve emisyon karakterleri üzerine etkisinin incelenmesi, Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, Türkiye.
- [123] Brunt, M.F.J., Rai, H., Emtage, A.L. (1998) The calculation of heat release energy from engine cylinder pressure data, SAE Paper 981052.
- [124] Hohenberg, G. (1979) Advanced approaches for heat transfer calculations, SAE Paper 790825.
- [125] Selim, M.Y.E. (2001) Pressure-time characteristics in diesel engine fueled with natural gas. *Renewable Energy*, 22, 473-489.
- [126] 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.
- [127] Xu, M., Cheng, W., Li, Z., Zhang, H., An, T., Meng, Z. (2016) Pre-injection strategy for pilot diesel compression ignition natural gas engine. *Applied Energy*, 179, 1185-1193.
- [128] Nwafor, O.M.I. (2002) Knock characteristics of dual-fuel combustion in diesel engines using natural gas as primary fuel. *Sadhana*, 27(3), 375-382.
- [129] Rassweiler, G.M., Withrow, L. (1938) Motion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards. SAE Proceedings, 47, 185-204.
- [130] Belgiorno, G., Di Blasio, G., Beatrice, C. (2018) Parametric study and optimization of the main engine calibration parameters and compression ratio of a methane-diesel dual fuel engine. *Fuel*, 222, 821-840.
- [131] Namasivayam, A.M., Korakianitis, T., Crookes, R.J., Bob-Manuel, K.D.H., Olsen, J. (2010) Biodiesel, emulsified biodiesel and dimethyl ether as pilot fuels for natural gas fuelled engines. *Applied Energy*, 87, 769-778.

- [132] Bora, B.J., Saha, U.K. (2016) Experimental evaluation of a rice bran biodiesel – biogas run dual fuel diesel engine at varying compression ratios. *Renewable Energy*, 87, 782-790.
- [133] Bedoya, I.D., Arrieta, A.A., Cadavid, F.J. (2009) Effects of mixing system and pilot fuel quality on diesel-biogas dual fuel engine performance. *Bioresource Technology*, 100(24), 6624-6629.
- [134] Huang, B., Hu, E., Huang, Z., Zheng, J., Liu, B., Jiang, D. (2009) Cycle-by-cycle variations in a spark ignition engine fuelled with natural gas-hydrogen blends combined with EGR. *International Journal of Hydrogen Energy*, 34(19), 8405-8514.
- [135] Dec, J.E. (2009) Advanced compression-ignition engines – understanding the in-cylinder processes. *Proceedings of the Combustion Institute*, 32(2), 2727-2742.
- [136] Ferguson, C.R., Kirkpatrick, A.T. (2001) *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*. Second Edition. John Wiley & Sons, Inc. New York.
- [137] Lata, D.B., Misra, A. (2010) Theoretical and experimental investigations on the performance of dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels. *International Journal of Hydrogen Energy*, 35(21), 11918-11931.
- [138] Dec, J.E. (1997) A conceptual model of DI diesel combustion based on laser-sheet imaging. SAE Technical Paper 970873.
- [139] Sahoo, B.B. (2010) Clean development mechanism potential of compression ignition diesel engines using gaseous fuels in a dual fuel mode. Doctor of Philosophy. Indian Institute of Technology Guwahati, India.
- [140] Zhang, L. (1999) A study of pilot injection in a DI diesel engine. SAE Technical Paper 1999-01-3493.
- [141] Karim, G.A., Wierzb, I., Al-Alousi, Y. (1996) Methane-hydrogen mixtures as fuels. *International Journal of Hydrogen Energy*, 21(7), 625-631.
- [142] Lal, S., Mohapatra, S.K. (2017) The effect of compression ratio on the performance and emission characteristics of a dual fuel diesel engine using biomass derived producer gas. *Applied Thermal Engineering*, 119, 63-72.
- [143] Bora, B.J., Saha, U.K., Chatterjee, S., Veer, V. (2014) Effect of compression ratio on performance, combustion and emission characteristics of a dual fuel

- diesel engine run on raw biogas. *Energy Conversion and Management*, 87, 1000-1009.
- [144] Yang, B., Zeng, K. (2018) Effects of natural gas injection timing and split pilot fuel injection strategy on the combustion performance and emissions in a dual-fuel engine fueled with diesel and natural gas. *Energy Conversion and Management*, 168, 162-169.
 - [145] Zhao, J., Ma, F., Xiong, X., Deng, J., Wang, L., Naeve, N., Zhao, S. (2013) Effects of compression ratio on the combustion and emission of a hydrogen enriched natural gas engine under different excess air ratio. *Energy*, 59, 658-665.
 - [146] Di Blasio, G., Belgiorno, G., Beatrice, C. (2017) Effects on performances, emissions and particle size distributions of a dual fuel (methane-diesel) light-duty engine varying the compression ratio. *Applied Energy*, 204, 726-740.
 - [147] Di Blasio, G., Belgiorno, G., Beatrice, C., Fraioli, V., Migliaccio, M. (2015) Experimental Evaluation of Compression Ratio Influence on the Performance of a Dual-Fuel Methane-Diesel Light-Duty Engine. *SAE International Journal of Engines*, 8(5), 2253-2267, SAE Paper 2015-24-2460.
 - [148] Selim, M.Y.E. (2004) Sensitivity of dual fuel engine combustion and knocking limits to gaseous fuel composition. *Energy Conversion & Management*, 45, 411–425.
 - [149] Yilmaz, I.T., Gumus, M. (2017) Investigation of the effect of biogas on combustion and emissions of TBC diesel engine. *Fuel*, 188, 69-78.
 - [150] Liu, Z., Karim, G.A. (1998) An examination of the ignition delay period in gas-fueled diesel engines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 120, 225-231.
 - [151] Tarabet, L., Loubar, K., Lounici, M.S., Khiari, K., Belmrabet, T., Tazerout, M. (2014) Experimental investigation of DI diesel engine operating with eucalyptus biodiesel/natural gas under dual fuel mode. *Fuel*, 133, 129-38.
 - [152] Huang, J., Bushe, W.K., Hill, P.G., Munshi, S.R. (2006) Experimental and kinetic study of shock initiated ignition in homogeneous methane-hydrogen-air mixtures at engine-related conditions. *International Journal of Chemical Kinetics*, 38(4), 221-233.

- [153] Gersen, S., Anikin, N.B., Mokhov, A.V., Levinsky, H.B. (2008) Ignition properties of methane/hydrogen mixtures in a rapid compression machine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 33(7), 1957-1964.
- [154] Mustafi, N.N., Raine, R.R., Verhelst, S. (2013) Combustion and emissions characteristics of a dual fuel engine operated on alternative fuels. *Fuel*, 109, 669-678.
- [155] Dhole, A.E., Yarasu, R.B., Lata, D.B. (2016) Investigations on the combustion duration and ignition delay period of a dual fuel diesel engine with hydrogen and producer gas as secondary fuels. *Applied Thermal Engineering*, 107, 524-532.
- [156] Fairweather, M., Ormsby, M.P., Sheppard, C.G.W., Woolley, R. (2009) Turbulent burning rates of methane and methane–hydrogen mixtures. *Combustion and flame*, 156, 780-790.
- [157] Wang, L., Chen, Z., Zhang, T., Zeng, K. (2019) Effect of excess air/fuel ratio and methanol addition on the performance, emissions, and combustion characteristics of a natural gas/methanol dual-fuel engine. *Fuel*, 255, 115799.
- [158] Lata, D.B., Misra, A., Medhekar, S. (2012) Effect of hydrogen and LPG addition on the efficiency and emissions of a dual fuel diesel engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 37(7), 6084-6096.
- [159] Sen, A.K., Litak, G., Yao, B.F., Li, G.X. (2010) Analysis of pressure fluctuations in a natural gas engine under lean burn conditions. *Applied Thermal Engineering*, 30(6–7), 776-779.
- [160] Gatts, T., Liu, S., Liew, C., Ralston, B., Bell, C., Li, H. (2012) An experimental investigation of incomplete combustion of gaseous fuels of a heavy-duty diesel engine supplemented with hydrogen and natural gas. *International Journal of Hydrogen Energy*, 37(9), 7848-7859.
- [161] Nwafor, O.M.I. (2000) Effect of advanced injection timing on the performance of natural gas in diesel engines. *Sadhana*, 25(1), 11-20.
- [162] Papagiannakis, R.G., Rakopoulos, C.D., Hountalas, D.T., Rakopoulos, D.C. (2010) Emission characteristics of high speed, dual fuel, compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuel proportions. *Fuel*, 89(7), 1397-1406.

- [163] Papagiannakis, R.G., Hountalas, D.T. (2004) Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot Diesel fuel and natural gas. *Energy Conversion and Management*, 45, 2971-2987.
- [164] Lounici, M.S., Loubar, K., Tarabet, L., Balistrrou, M., Niculescu, D.C., Tazerout, M. (2014) Towards improvement of natural gas-diesel dual fuel mode: An experimental investigation on performance and exhaust emissions. *Energy*, 64, 200-211.
- [165] Zhen, X., Wang, Y., Xu, S., Zhu, Y., Tao, C., Xu, T., Song, M. (2012) The engine knocking analysis – An overview. *Applied Energy*, 92, 628-636.
- [166] Di Iorio, S., Agnese, M., Mancaruso, E., Vaglieco, B.M. (2016) Performance, gaseous and particle emissions of a small compression ignition engine operating in diesel/methane dual fuel mode. *SAE Technical Paper 2016-01-0771*.
- [167] Yan, F., Xu, L., Wang, Y. (2018) Application of hydrogen enriched natural gas in spark ignition IC engines: from fundamental fuel properties to engine performances and emissions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82, 1457-1488.
- [168] Abd Alla, G.H., Soliman, H.A., Badr, O.A., Abd Rabbo, M.F. (2002) Effect of injection timing on the performance of a dual fuel engine. *Energy Conversion and Management*, 43(2), 269-277.
- [169] Park, C. Lee, S., Lim, G., Choi, Y., Kim, C. (2014) Full load performance and emission characteristics of hydrogen-compressed natural gas engines with valve overlap changes. *Fuel*, 123, 101-106.
- [170] Liu, J., Yang, F., Wang, H., Ouyang, M., Hao, S. (2013) Effects of pilot fuel quantity on the emissions characteristics of a CNG/diesel dual fuel engine with optimized pilot injection timing. *Applied Energy*, 110, 201-206.
- [171] Karim, G.A. (1991) An examination of some measures for improving the performance of gas fuelled diesel engines at light load. *SAE Paper 912366*.
- [172] Syed, A., Quadri, S.A.P., Rao, G.A.P., Wajid, M. (2017) Experimental investigations on DI (direct injection) diesel engine operated on dual fuel mode with hydrogen and mahua oil methyl ester (MOME) as injected fuels and effects of injection opening pressure. *Applied Thermal Engineering*, 114, 118-129.

- [173] Shen, J., Qin, J., Yao, M. (2003) Turbocharged diesel/CNG dual-fuel engines with intercoller: combustion, emissions and performance. SAE Technical Paper 2003-01-3082.
- [174] Chintala, V., Subramanian, K.A. (2017) A comprehensive review on utilization of hydrogen in a compression ignition engine under dual fuel mode. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 70, 472-491.
- [175] Yang, B., Xi, C., Wei, X., Zeng, K., Lai, M.C. (2015) Parametric investigation of natural gas port injection and diesel pilot injection on the combustion and emissions of a turbocharged common rail dual-fuel engine at low load. Applied Energy, 143, 130-137.
- [176] Yilmaz I.T., Gumus, M. (2018) Effects of hydrogen addition to the intake air on performance and emissions of common rail diesel engine. Energy, 142, 1104-1113.
- [177] Bauer, C.G., Forest, T.W. (2001) Effect of hydrogen addition on the performance of methane-fueled vehicles. Part I: effect on S.I. engine performance. International Journal of Hydrogen Energy, 26(1), 55-70.

EKLER

EK 1-Tablo 1. 15,8 sıkıştırma oranında ve 25 Nm’de elde edilen sonuçlar.

Ölçüm	Birim	25 Nm $\epsilon=15,8$			
		Dizel	M100	M95H5	M90H10
Yükleme miktarı	Nm	23,45	26,85	27,34	26,1
Motor devri	d/dk	1750,07	1749,02	1746,87	1751,15
Efektif güç	kW	4,30	4,92	5,00	4,79
Dizel yakıt tüketimi	l/dk	0,0283	0,00549	0,00548	0,00549
Hava tüketimi	kg/h	90,72	90,04	89,94	90,35
Volumetrik verim	%	96,97	96,2935	96,0691	96,7425
Pilot dizel/normal dizel	%	-	19,40	19,40	19,40
Metan tüketimi	l/dk	-	59,32	56,30	53,40
Hidrojen tüketimi	l/dk	-	-	2,76	5,52
Hacimsel metan oranı ^{*1}	%	-	99,99	95,32	90,62
Hacimsel hidrojen oranı ^{*2}	%	-	-	4,67	9,37
Kütlesel dizel oranı ^{*3}	%	-	10,53	10,33	10,15
Dizel enerji oranı ^{*4}	%	100	9,57	9,88	10,22
Emme havası sıcaklığı	°C	20,1	20,39	20,09	20,06
Soğutma suyu giriş	°C	74,99	75,18	75,38	76,40
Soğutma suyu çıkış	°C	77,61	77,86	77,52	79,94
Motor yağ sıcaklığı	°C	90,63	88,43	92,12	86,49
Yakıt sıcaklığı	°C	43,47	47,07	46,32	44,98
Enjeksiyon başlangıcı	°KA	333	333	333	333
Yanma başlangıcı	°KA	352	355,85	355,25	355,5
Maksimum basınç artış oranı ve krank açısı	bar/°KA	1,4147	1,2461	1,2768	1,26
Kütlesel yanma oranı % 5	°KA	347	345	348	349
Kütlesel yanma oranı %	°KA	367,79	366,868	363,2	363,601
Kütlesel yanma oranı %	°KA	369,487	368,828	365,969	366,212
Kütlesel yanma oranı %	°KA	378,99	382,76	380,44	379,37
Kütlesel yanma oranı %	°KA	403,23	416,9	410,67	395,23
Kütlesel yanma oranı %	°KA	410,78	429,36	420,89	413,55
HC	ppm	49	475	440	402
NO _x	ppm	120	106	102	80
CO ₂	%	3,06	2,68	2,09	1,95
İs	m ⁻¹	ölçülmedi	ölçülmedi	ölçülmedi	ölçülmedi

Açıklama: ^{*1} % metan = $[\text{CH}_4(\text{m}^3/\text{s})/(\text{CH}_4(\text{m}^3/\text{s}) + \text{H}_2(\text{m}^3/\text{s}) + \text{dizel}(\text{m}^3/\text{s}))]100$

Açıklama: ^{*2} % hidrojen = $[\text{H}_2(\text{m}^3/\text{s})/(\text{CH}_4(\text{m}^3/\text{s}) + \text{H}_2(\text{m}^3/\text{s}) + \text{dizel}(\text{m}^3/\text{s}))]100$

Açıklama: ^{*3} % kütlesel pilot dizel = $[\text{dizel}(\text{kg/s})/(\text{CH}_4(\text{kg/s}) + \text{H}_2(\text{kg/s}) + \text{dizel}(\text{kg/s}))]100$

Açıklama: ^{*4} % pilot dizel enerji oranı = $[\text{dizel}(\text{kg/s}) \times \text{LHV}_d / (\text{CH}_4(\text{kg/s}) \times \text{LHV}_{\text{CH}_4} + \text{H}_2(\text{kg/s}) \times \text{LHV}_{\text{H}_2} + \text{dizel}(\text{kg/s}) \times \text{LHV}_d)]100$

EK 1-Tablo 2. 16,9 sıkıştırma oranında ve 25 Nm’de elde edilen sonuçlar.

Ölçüm	25 Nm $\epsilon=16,9$				
	Birim	Dizel	M100	M95H5	M90H10
Yükleme miktarı	Nm	25,20	26,47	27,06	29,04
Motor devri	d/dk	1751,0	1748,41	1749,51	1748,35
Efektif güç	kW	4,62	4,85	4,96	5,32
Dizel yakıt tüketimi	l/dk	0,0308	0,00591	0,00591	0,00591
Hava tüketimi	kg/h	90,77	88,74	88,80	89,37
Volumetrik verim	%	96,293	94,9468	94,9468	95,6202
Pilot dizel/normal dizel	%	-	19,15	19,18	19,15
Metan tüketimi	l/dk	-	51,8	48,9	46,6
Hidrojen tüketimi	l/dk	-	-	2,6	5,2
Hacimsel metan oranı	%	-	99,99	94,94	89,95
Hacimsel hidrojen oranı	%	-	-	5,05	10,04
Kütlesel dizel oranı	%	-	12,67	13,25	13,72
Dizel enerji oranı	%	100	11,54	11,97	12,28
Emme havası sıcaklığı	°C	21,40	21,1	21,4	22,24
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	°C	79,4	75,50	75,66	74,92
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı	°C	81,97	78,64	78,63	77,84
Motor yağ sıcaklığı	°C	88,96	79,41	89,92	91,94
Yakıt sıcaklığı	°C	38,03	38,02	42,46	45,25
Enjeksiyon başlangıcı	°KA	334	335	335	335
Yanma başlangıcı	°KA	349,5	351,4	351,4	351,4
Maksimum basınç artış oranı ve krank açısı	bar/°KA	2,454	2,242	2,206	2,443
Kütlesel yanma oranı % 5	°KA	351	356	355	356
Kütlesel yanma oranı % 10	°KA	355,2	355,9	355,6	355,3
Kütlesel yanma oranı % 50	°KA	365,32	358,3	358,1	357,7
Kütlesel yanma oranı % 90	°KA	375,6	370,7	370,6	370,2
Kütlesel yanma oranı % 95	°KA	388,5	384,2	384,1	383,7
HC	ppm	392,57	388,15	388,01	387,6
NO_x	ppm	36	410	373	390
CO₂	%	128	210	154	123
İs	m ⁻¹	2,82	2,75	2,52	2,01
		0,05	0,02	0,03	ölçülmedi

EK 1-Tablo 3. 18,25 sıkıştırma oranında ve 25 Nm’de elde edilen sonuçlar.

Ölçüm	Birim	25 Nm $\varepsilon=18,25$			
		Dizel	M100	M95H5	M90H10
Yükleme miktarı	Nm	23,61	25,25	26,29	25,10
Motor devri	d/dk	1749,9	1750,51	1750,03	1750,68
Efektif güç	kW	4,33	4,63	4,82	4,60
Dizel yakıt tüketimi	l/dk	0,0236	0,00465	0,00464	0,00465
Hava tüketimi	kg/h	88,195	88,0157	87,15139	87,60413
Volumetrik verim	%	94,273	94,2734	93,15113	93,60005
Pilot dizel/normal dizel	%	-	19,65	19,64	19,65
Metan tüketimi	l/dk	-	45,8	43,5	41,16
Hidrojen tüketimi	l/dk	-	-	2,3	4,54
Hacimsel metan oranı	%	-	99,99	94,97	90,06
Hacimsel hidrojen oranı	%	-	-	5,02	9,93
Kütlesel dizel oranı	%	-	11,44	11,89	12,41
Dizel enerji oranı	%	100	10,40	10,72	11,09
Emme havası sıcaklığı	°C	23,96	23,33	24,20	23,97
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	°C	75,36	75,78	77,13	77,54
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı	°C	77,48	78,52	79,32	79,04
Motor yağ sıcaklığı	°C	90,55	85,93	92,05	92,32
Yakıt sıcaklığı	°C	47,52	45,77	49,84	49,72
Enjeksiyon başlangıcı	°KA	335	335	335	335
Yanma başlangıcı	°KA	347	349,6	349,1	349
Maksimum basınç artış oranı ve krank açısı	bar/°KA	3,5124	3,2328	3,3075	3,4057
Kütlesel yanma oranı % 5	°KA	349	352	352	352
Kütlesel yanma oranı % 10	°KA	351,06	352,49	352,14	352,14
Kütlesel yanma oranı % 50	°KA	355,79	354,94	354,75	354,75
Kütlesel yanma oranı % 90	°KA	363,18	368,01	367,81	367,81
Kütlesel yanma oranı % 95	°KA	384,42	379,91	379,59	379,59
HC	ppm	387,86	383,35	382,94	382,94
NO _x	ppm	40	410	377	393
CO ₂	%	217	239	264	229
İs	m ⁻¹	3,27	2,61	2,67	2,48
		0,05	0,01	ölçülmedi	ölçülmedi

EK 1-Tablo 4. 15,8 sıkıştırma oranında ve 50 Nm’de elde edilen sonuçlar.

50 Nm $\epsilon=15,8$					
Ölçüm	Birim	Dizel	M100	M95H5	M90H10
Yükleme miktarı	Nm	50,65	51,38	53,55	53,2
Motor devri	d/dk	1751,5	1754,01	1752,71	1751,75
Efektif güç	kW	9,29	9,44	9,83	9,76
Dizel yakıt tüketimi	l/dk	0,0448	0,00889	0,00930	0,00930
Hava tüketimi	kg/h	98,16	97,03	95,86	96,54
Volumetrik verim	%	104,82	103,476	102,354	103,027
Pilot dizel/normal dizel	%	-	19,81	20,75	20,75
Metan tüketimi	l/dk	-	65,23	61,70	58,90
Hidrojen tüketimi	l/dk	-	-	3,34	6,41
Hacimsel metan oranı	%	-	99,99	94,85	90,17
Hacimsel hidrojen oranı	%	-	-	5,13	9,81
Kütlesel dizel oranı	%	-	14,78	15,05	14,69
Dizel enerji oranı	%	100	13,49	14,50	14,86
Emme havası sıcaklığı	°C	20,58	20,71	20,14	20,73
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	°C	75,04	75,54	74,91	75,61
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı	°C	78,63	79,27	78,03	79,54
Motor yağ sıcaklığı	°C	96,39	94,43	94,47	98,99
Yakıt sıcaklığı	°C	45,79	46,61	44,71	47,39
Enjeksiyon başlangıcı	°KA	328	334	334	334
Yanma başlangıcı	°KA	347	351,9	351	350,8
Maksimum basınç artış oranı ve krank açısı	bar/°KA	1,903	2,39	2,693	2,544
Kütlesel yanma oranı % 5	°KA	349	355	354	356
Kütlesel yanma oranı % 10	°KA	367,79	366,87	363,2	363,6
Kütlesel yanma oranı % 50	°KA	370,04	359,82	359,79	359,52
Kütlesel yanma oranı % 90	°KA	380,21	374,38	374,36	374,19
Kütlesel yanma oranı % 95	°KA	402,8	397,86	397,85	397,85
HC	ppm	410,78	429,36	420,89	413,55
NO_x	ppm	44	421	315	295
CO₂	%	162	215	231	236
İs	m ⁻¹	5,16	4,17	2,81	2,9
		0,04	0,01	0,01	0,03

EK 1-Tablo 5. 16,9 sıkıştırma oranında ve 50 Nm’de elde edilen sonuçlar.

50 Nm $\epsilon=16,9$					
Ölçüm	Birim	Dizel	M100	M95H5	M90H10
Yükleme miktarı	Nm	50,51	51,32	49,09	47,37
Motor devri	d/dk	1750,4	1744,94	1749,78	1751,12
Efektif güç	kW	9,26	9,38	8,99	8,69
Dizel yakıt tüketimi	l/dk	0,0448	0,00884	0,00886	0,00887
Hava tüketimi	kg/h	96,41	92,55	91,33	92,04
Volumetrik verim	%	101,68	99,2116	97,6403	98,3137
Pilot dizel/normal dizel	%	-	19,75	19,81	19,82
Metan tüketimi	l/dk	-	62,6	57,8	55,3
Hidrojen tüketimi	l/dk	-	-	3,1	6,3
Hacimsel metan oranı	%	-	99,99	94,90	89,76
Hacimsel hidrojen oranı	%	-	-	5,09	10,23
Kütlesel dizel oranı	%	-	15,24	16,24	16,76
Dizel enerji oranı	%	100	13,91	14,71	15,04
Emme havası sıcaklığı	°C	21,35	20,43	20,90	20,90
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	°C	74,92	75,22	75,10	75,98
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı	°C	79,73	78,73	77,50	77,02
Motor yağ sıcaklığı	°C	97,55	91,88	95,18	95,67
Yakıt sıcaklığı	°C	45,82	45,42	46,73	47,31
Enjeksiyon başlangıcı	°KA	329	334,5	334,5	334,5
Yanma başlangıcı	°KA	349	348	348	348
Maksimum basınç artış oranı ve krank açısı	bar/°KA	2,633	3,958	4,043	3,951
Kütlesel yanma oranı % 5	°KA	348	352	352	352
Kütlesel yanma oranı % 10	°KA	361,72	351,71	351,09	351,26
Kütlesel yanma oranı % 50	°KA	366,10	353,64	353,49	353,66
Kütlesel yanma oranı % 90	°KA	376,24	367,16	367,41	367,53
Kütlesel yanma oranı % 95	°KA	390,33	382,46	382,49	382,36
HC	ppm	394,91	386,85	386,79	386,57
NO_x	ppm	22	289	284	278
CO₂	%	171	333	310	272
İs	m ⁻¹	3,49	2,98	2,86	2,75
		0,09	0,05	0,01	0,03

EK 1-Tablo 6. 18,25 sıkıştırma oranında ve 50 Nm’de elde edilen sonuçlar.

50 Nm					
$\varepsilon=18,25$					
Ölçüm	Birim	Dizel	M100	M95H5	M90H10
Yükleme miktarı	Nm	50,22	49,36	49,97	49,29
Motor devri	d/dk	1751,37	1752,19	1749,65	1752,19
Efektif güç	kW	9,21	9,06	9,16	9,04
Dizel yakıt tüketimi	l/dk	0,0418	0,00888	0,00886	0,00888
Hava tüketimi	kg/h	94,78	91,67	90,49	92,72
Volumetrik verim	%	101,232	97,8648	96,742	98,987
Pilot dizel/normal dizel	%	-	21,22	21,21	21,22
Metan tüketimi	l/dk	-	54,8	52,1	49
Hidrojen tüketimi	l/dk	-	-	2,6	5,5
Hacimsel metan oranı	%	-	99,98	95,23	89,89
Hacimsel hidrojen oranı	%	-	-	4,75	10,09
Kütlesel dizel oranı	%	-	17,10	17,71	18,52
Dizel enerji oranı	%	100	15,64	16,08	16,67
Emme havası sıcaklığı	°C	23,16	23,99	24,4	23,01
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	°C	77,63	75,04	75,46	78,82
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı	°C	79,26	78,00	78,82	82,19
Motor yağ sıcaklığı	°C	90,66	96,38	98,05	92,52
Yakıt sıcaklığı	°C	43,18	48,8	50,55	44,98
Enjeksiyon başlangıcı	°KA	325	335	335	335
Yanma başlangıcı	°KA	343	347	346	347,5
Maksimum basınç artış oranı ve krank açısı	bar/°KA	2,96	5,26	5,08	4,59
Kütlesel yanma oranı % 5	°KA	349	349	348	351
Kütlesel yanma oranı % 10	°KA	351,76	349,46	347,81	349,38
Kütlesel yanma oranı % 50	°KA	363,33	351,63	349,92	351,76
Kütlesel yanma oranı % 90	°KA	375,00	364,71	363,54	364,02
Kütlesel yanma oranı % 95	°KA	387,96	378,74	377,96	379,03
HC	ppm	392,13	382,72	381,83	382,97
NO_x	ppm	10	317	302	299
CO₂	%	297	781	825	638
İs	m ⁻¹	5,05	4,52	4,51	4,48
		0,1	0,09	0,06	0,07

EK 1-Tablo 7. 15,8 sıkıştırma oranında ve 75 Nm’de elde edilen sonuçlar.

75 Nm $\epsilon=15,8$					
Ölçüm	Birim	Dizel	M100	M95H5	M90H10
Yükleme miktarı	Nm	72,38	75,53	75,44	74,3
Motor devri	d/dk	1750,7	1750,63	1752,61	1751,81
Efektif güç	kW	13,27	13,85	13,84	13,63
Dizel yakıt tüketimi	l/dk	0,0621	0,01225	0,01226	0,01268
Hava tüketimi	kg/h	103,99	101,47	100,48	100,11
Volumetrik verim	%	111,11	108,414	107,292	106,843
Pilot dizel/normal dizel	%	-	19,72	19,72	20,41
Metan tüketimi	l/dk	-	76,82	72,67	68,80
Hidrojen tüketimi	l/dk	-	-	3,64	7,45
Hacimsel metan oranı	%	-	99,98	95,21	90,21
Hacimsel hidrojen oranı	%	-	-	4,77	9,77
Kütlesel dizel oranı	%	-	16,87	16,63	16,75
Dizel enerji oranı	%	100	15,43	15,97	16,92
Emme havası sıcaklığı	°C	20,88	20,75	21,10	21,56
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	°C	75,92	75,54	75,72	75,79
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı	°C	79,69	80,12	79,57	80,88
Motor yağ sıcaklığı	°C	106,54	100,03	104,57	107,57
Yakıt sıcaklığı	°C	47,70	47,72	48,87	49,94
Enjeksiyon başlangıcı	°KA	327	333,8	333,6	333,6
Yanma başlangıcı	°KA	343	348	348,7	347
Maksimum basınç artış oranı ve krank açısı	bar/°KA	2,574	3,539	4,244	4,088
Kütlesel yanma oranı % 5	°KA	345	355	352	351
Kütlesel yanma oranı % 10	°KA	366,29	352,96	352,74	353,13
Kütlesel yanma oranı % 50	°KA	367,8	355,9	355,56	356,14
Kütlesel yanma oranı % 90	°KA	378,02	373,31	373,21	373,01
Kütlesel yanma oranı % 95	°KA	400,72	396,66	396,72	396,73
HC	ppm	407,71	403,56	403,53	403,48
NO_x	ppm	48	309	254	204
CO₂	%	402	510	476	451
İs	m ⁻¹	5,89	4,52	3,67	3,44
		0,06	0,03	0,06	0,07

EK 1-Tablo 8. 16,9 sıkıştırma oranında ve 75 Nm’de elde edilen sonuçlar.

75 Nm					
$\epsilon=16,9$					
Ölçüm	Birim	Dizel	M100	M95H5	M90H10
Yükleme miktarı	Nm	75,10	74,60	72,72	75,19
Motor devri	d/dk	1750,0	1751,00	1753,51	1752,79
Efektif güç	kW	13,76	13,68	13,35	13,80
Dizel yakıt tüketimi	l/dk	0,0642	0,0131	0,0131	0,0131
Hava tüketimi	kg/h	105,63	97,49	97,63	100,12
Volumetrik verim	%	109,76	104,15	104,15	106,843
Pilot dizel/normal dizel	%	-	20,41	20,39	20,43
Metan tüketimi	l/dk	-	75,1	72,1	67,6
Hidrojen tüketimi	l/dk	-	-	3,9	7,7
Hacimsel metan oranı	%	-	99,98	94,85	89,76
Hacimsel hidrojen oranı	%	-	-	5,13	10,22
Kütlesel dizel oranı	%	-	18,17	18,70	19,57
Dizel enerji oranı	%	100	16,64	16,98	17,63
Emme havası sıcaklığı	°C	17,27	18,33	18,13	19,13
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	°C	76,93	75,02	75,26	75,75
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı	°C	80,46	78,48	78,48	79,02
Motor yağ sıcaklığı	°C	91,70	97,71	94,98	102,33
Yakıt sıcaklığı	°C	40,24	46,10	43,54	45,24
Enjeksiyon başlangıcı	°KA	327	334,5	334,5	334,5
Yanma başlangıcı	°KA	343	347	347	347
Maksimum basınç artış oranı ve krank açısı	bar/°KA	3,208	5,847	4,896	5,285
	°KA	346	348	349	349
Kütlesel yanma oranı % 5	°KA	359,45	348,57	349,17	349,97
Kütlesel yanma oranı % 10	°KA	364,24	350,81	351,46	351,01
Kütlesel yanma oranı % 50	°KA	374,64	364,55	365,27	364,92
Kütlesel yanma oranı % 90	°KA	388,43	382,92	383,49	383,70
Kütlesel yanma oranı % 95	°KA	392,80	387,24	387,92	387,92
HC	ppm	24	231	212	202
NO_x	ppm	321	657	584	592
CO₂	%	4,16	3,75	3,59	3,58
İs	m ⁻¹	0,1	0,12	0,12	0,13

EK 1-Tablo 9. 18,25 sıkıştırma oranında ve 75 Nm’de elde edilen sonuçlar.

75 Nm					
$\varepsilon=18,25$					
Ölçüm	Birim	Dizel	M100	M95H5	M90H10
Yükleme miktarı	Nm	73,58	74,56	73,84	74,53
Motor devri	d/dk	1750,2	1750,00	1751,25	1752,04
Efektif güç	kW	13,49	13,66	13,54	13,67
Dizel yakıt tüketimi	l/dk	0,060	0,01309	0,01352	0,01353
Hava tüketimi	kg/h	100,39	96,18	95,19	96,29
Volumetrik verim	%	107,29	102,803	101,681	102,803
Pilot dizel/normal dizel	%	-	21,83	22,54	22,56
Metan tüketimi	l/dk	-	66,6	63,13	60
Hidrojen tüketimi	l/dk	-	-	3,37	6,4
Hacimsel metan oranı	%	-	99,98	94,91	90,34
Hacimsel hidrojen oranı	%	-	-	5,07	9,64
Kütlesel dizel oranı	%	-	20,01	21,31	22,06
Dizel enerji oranı	%	100	18,36	19,41	19,96
Emme havası sıcaklığı	°C	22,72	23,48	24,65	23,71
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	°C	76,92	76,39	75,97	74,96
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı	°C	79,88	81,79	79,58	79,66
Motor yağ sıcaklığı	°C	95,88	107,49	103,52	105,29
Yakıt sıcaklığı	°C	41,63	49,63	51,25	50,04
Enjeksiyon başlangıcı	°KA	322	334,70	334	334,70
Yanma başlangıcı	°KA	341	347	345	346
Maksimum basınç artış oranı ve krank açısı	bar/°KA	3,0859	6,4739	6,5603	6,5904
	°KA	346	349	348	348
Kütlesel yanma oranı % 5	°KA	351,2	348,7	346,71	347,57
Kütlesel yanma oranı % 10	°KA	360,66	350,66	348,61	349,76
Kütlesel yanma oranı % 50	°KA	373,58	363,06	361,90	362,34
Kütlesel yanma oranı % 90	°KA	386,03	380,56	379,79	378,83
Kütlesel yanma oranı % 95	°KA	390,18	384,90	383,97	382,92
HC	ppm	12	244	242	166
NO_x	ppm	523	1366	1441	1420
CO₂	%	6,86	6,16	5,91	5,84
İs	m ⁻¹	0,2	0,16	0,15	0,15

EK 1-Tablo 10. 15,8 sıkıştırma oranında ve 100 Nm’de elde edilen sonuçlar.

100 Nm $\epsilon=15,8$					
Ölçüm	Birim	Dizel	M100	M95H5	M90H10
Yükleme miktarı	Nm	98,96	100,98	100,19	99,18
Motor devri	d/dk	1749,99	1750,64	1748,37	1750,65
Efektif güç	kW	18,13	18,51	18,34	18,18
Dizel yakıt tüketimi	l/dk	0,0819	0,01605	0,01603	0,01605
Hava tüketimi	kg/h	109,62	107,35	104,62	105,32
Volumetrik verim	%	117,17	114,699	111,781	112,679
Pilot dizel/normal dizel	%	-	19,59	19,59	19,59
Metan tüketimi	l/dk	-	90,34	85,67	81,20
Hidrojen tüketimi	l/dk	-	-	4,40	9,28
Hacimsel metan oranı	%	-	99,98	95,10	89,73
Hacimsel hidrojen oranı	%	-	-	4,88	10,25
Kütlesel dizel oranı	%	-	18,45	18,08	17,63
Dizel enerji oranı	%	100	16,90	17,40	17,90
Emme havası sıcaklığı	°C	21,05	21,27	21,52	22,06
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	°C	75,12	75,00	75,62	75,47
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı	°C	79,92	79,86	79,98	80,24
Motor yağ sıcaklığı	°C	112,22	111,81	111,13	114,61
Yakıt sıcaklığı	°C	49,91	50,02	50,52	51,34
Enjeksiyon başlangıcı	°KA	323	332,8	332,8	332,8
Yanma başlangıcı	°KA	339	346,4	346,35	346,3
Maksimum basınç artış oranı ve krank açısı	bar/°KA	3,01	5,449	5,621	5,829
Kütlesel yanma oranı % 5	°KA	344	348	348	353
Kütlesel yanma oranı % 10	°KA	365,05	349,35	349,13	349,15
Kütlesel yanma oranı % 50	°KA	366,70	351,86	351,534	351,527
Kütlesel yanma oranı % 90	°KA	376,29	371,84	371,25	371,12
Kütlesel yanma oranı % 95	°KA	395,22	396,31	396,1	395,78
HC	ppm	401,17	403,29	402,94	402,62
NO_x	ppm	36	145	132	113
CO₂	%	531	952	994	1040
İs	m ⁻¹	5,46	4,75	4,71	4,68
		0,15	0,19	0,27	0,23

EK 1-Tablo 11. 16,9 sıkıştırma oranında ve 100 Nm’de elde edilen sonuçlar.

100 Nm $\epsilon=16,9$					
Ölçüm	Birim	Dizel	M100	M95H5	M90H10
Yükleme miktarı	Nm	101,40	101,90	99,50	97,70
Motor devri	d/dk	1751,0	1753,00	1751,00	1750,00
Efektif güç	kW	18,59	18,71	18,24	17,90
Dizel yakıt tüketimi	l/dk	0,0858	0,01692	0,01732	0,01731
Hava tüketimi	kg/h	112,83	107,494	106,74	105,84
Volumetrik verim	%	116,04	114,699	114,026	113,128
Pilot dizel/normal dizel	%	-	19,73	20,20	20,19
Metan tüketimi	l/dk	-	92,3	87,2	83,5
Hidrojen tüketimi	l/dk	-	-	4,6	9,4
Hacimsel metan oranı	%	-	99,98	94,97	89,86
Hacimsel hidrojen oranı	%	-	-	5,01	10,12
Kütlesel dizel oranı	%	-	18,92	20,07	20,64
Dizel enerji oranı	%	100	17,34	18,27	18,62
Emme havası sıcaklığı	°C	14,90	18,33	19,10	19,40
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	°C	75,80	74,90	75,23	76,51
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı	°C	79,23	79,97	79,48	80,50
Motor yağ sıcaklığı	°C	104,04	102,16	112,36	109,46
Yakıt sıcaklığı	°C	43,05	45,80	46,90	45,32
Enjeksiyon başlangıcı	°KA	324	335	335	335
Yanma başlangıcı	°KA	340	346	346	346
Maksimum basınç artış oranı ve krank açısı	bar/°KA	3,636	5,847	6,553	6,154
Kütlesel yanma oranı % 5	°KA	343	348	348	348
Kütlesel yanma oranı % 10	°KA	353,50	348,38	347,29	347,53
Kütlesel yanma oranı % 50	°KA	362,50	350,56	349,21	349,54
Kütlesel yanma oranı % 90	°KA	362,77	366,33	361,92	362,70
Kütlesel yanma oranı % 95	°KA	386,91	383,15	381,47	381,89
HC	ppm	391,54	387,94	386,43	386,54
NO_x	ppm	9	160	130	113
CO₂	%	649	1342	1346	1351
İs	m ⁻¹	5,49	4,82	4,62	4,51
		0,11	0,32	0,33	0,3

EK 1-Tablo 12. 18,25 sıkıştırma oranında ve 100 Nm’de elde edilen sonuçlar.

100 Nm					
$\varepsilon=18,25$					
Ölçüm	Birim	Dizel	M100	M95H5	M90H10
Yükleme miktarı	Nm	99,73	94,63	93,33	86,32
Motor devri	d/dk	1754,0	1750,00	1747,20	1748,00
Efektif güç	kW	18,32	17,34	17,08	15,80
Dizel yakıt tüketimi	l/dk	0,0783	0,01773	0,01728	0,01771
Hava tüketimi	kg/h	107,11	102,06	98,54	99,42
Volumetrik verim	%	111,55	109,088	105,496	106,394
Pilot dizel/normal dizel	%	-	22,65	22,16	22,63
Metan tüketimi	l/dk	-	86,9	82,8	78,7
Hidrojen tüketimi	l/dk	-	-	4,2	8,4
Hacimsel metan oranı	%	-	99,98	95,15	90,34
Hacimsel hidrojen oranı	%	-	-	4,83	9,64
Kütlesel dizel oranı	%	-	20,62	20,89	22,04
Dizel enerji oranı	%	100	18,93	19,03	19,93
Emme havası sıcaklığı	°C	23,84	23,58	24,60	23,58
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	°C	75,78	79,62	75,1	79,22
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı	°C	79,78	85,60	79,47	85,52
Motor yağ sıcaklığı	°C	107,51	104,05	107,03	108,88
Yakıt sıcaklığı	°C	47,52	41,18	50,65	49,29
Enjeksiyon başlangıcı	°KA	321,8	334	334,3	334
Yanma başlangıcı	°KA	340	344,5	343,5	344
Maksimum basınç artış oranı ve krank açısı	bar/°KA	3,163	10,87	9,901	15,65
	°KA	347	358	352	356
Kütlesel yanma oranı % 5	°KA	350,30	346,13	345,54	345,28
Kütlesel yanma oranı % 10	°KA	361,52	347,83	347,13	346,75
Kütlesel yanma oranı % 50	°KA	372,67	357,17	354,86	355,13
Kütlesel yanma oranı % 90	°KA	384,92	378,15	377,41	377,77
Kütlesel yanma oranı % 95	°KA	389,10	382,47	381,84	382,15
HC	ppm	11	184	148	146
NO_x	ppm	930	2780	3013	3078
CO₂	%	8,26	8,31	8,01	7,42
İs	m ⁻¹	0,28	0,26	0,81	0,52

EK 2. Deneylerde kullanılan cihazların ve parametrelerin hassasiyetleri ve hata payları.

EK 2-Tablo 1. Ölçülen parametrelerin hassasiyetleri ve hata payları.

Ölçülen parametreler	Ölçüm aralığı	Hassasiyet
Motor yükü	0-150 kW	±0,25%
Silindir basıncı	0-200 bar	± 1%
Yakıt hattı basıncı	0-3000 bar	± 0,5% FSO
Hava debisi	0-1200 m ³ /h	±1%
CH ₄ akış metre	0-200 l/dk	±1%
H ₂ akış metre	0-200 l/dk	±1%
Hidrokarbon (HC)	0-9999 ppm	± 1 ppm
Oksijen (O ₂)	0-22 %	± 0,01 hac.%
Azot oksitler (NO _x)	0-5000 ppm	± 1 ppm
Lambda (λ)	0,5-1,8	± 0,001
Karbon dioksit (CO ₂)	0-18 hac.%	± 0,01
Absorpsiyon katsayısı (is)	0-10 m ⁻¹	± 0,01
Hesaplanan parametre	Hata payı	
ÖYT	± % 1	
ÖET	± % 1,6	
Efektif Verim	± % 2	

ÖZGEÇMİŞ

Ali ŞANLI, 1981 yılında İstanbul'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini İstanbul'da tamamladı. Yakacık Teknik Lisesi Makine bölümünden mezun olduktan sonra 2000 yılında Kocaeli Üniversitesi Otomotiv Öğretmenliği bölümünde lisans eğitimine başladı. 2005 yılında Teknik Öğretmen olarak mezun olduktan sonra aynı yıl Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Ana Bilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı. 2006'da aynı bölümde araştırma görevlisi olarak çalışmaya başladı. 2009 yılında yüksek lisans eğitimini tamamladı. 2012 yılında İzmit'te Kordsa Global A.Ş.'de Teknik Eğitmen olarak başladığı görevde 2 yıl çalıştıktan sonra 2014'te Rize Hasan Kemal Yardımcı Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi'ne Gemi Makineleri Teknik Öğretmeni olarak atandı. 2015 yılında Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Bölümü'nde Doktora eğitimine başladı. 2014-2015 eğitim öğretim döneminden beri yılından beri Tuzla Piri Reis Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi Gemi Makineleri İşletme Bölümü'nde Teknik Öğretmen olarak görev yapmaktadır. Evli ve iki çocuk babasıdır.

Bu tez kapsamında yayınlanmış olan makaleler ve bildiriler aşağıda verilmiştir;

- [1] Şanlı, A., Yılmaz, İ.T., Gümüş, M. (2020) Experimental Evaluation of Performance and Combustion characteristics in a Hydrogen-Methane Port Fueled Diesel Engine at Different Compression Ratios. *Energy and Fuels*, 34(2), 2272-2283.
- [2] Şanlı, A., Yılmaz, İ.T., Gümüş, M. (2020) Assessment of Combustion and Exhaust Emissions in a Common-rail Diesel Engine Fueled with Methane and hydrogen/Methane mixtures under different compression ratio. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(4), 3263-3283.
- [3] Şanlı, A., Yılmaz, İ.T., Gümüş, M. (2018) Bir Dizel Motorda Farklı Yük ve Sıkıştırma Oranlarında Metan ve Metan/Hidrojen Karışımları Kullanımında Yanma Karakteristiklerinin Deneysel Analizi. 14. Uluslararası Yanma Sempozyumu, 25-27 Nisan, Karabük Üniversitesi, Türkiye.