

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA HİDROJENİN ALTERNATİF YAKIT OLARAK
KULLANILMASI**

YASİN KARAGÖZ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
YRD. DOÇ. DR. TARKAN SANDALCI**

İSTANBUL, 2012

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA HİDROJENİN ALTERNATİF YAKIT OLARAK
KULLANILMASI**

Yasin KARAGÖZ tarafından hazırlanan tez çalışması 26.06.2012 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. İrfan YAVAŞLIOĞLU
İstanbul Üniversitesi

Prof. Dr. Ertuğrul ARSLAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Bu alışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü' nün YULAP01 numaralı projesi ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Gerek meslek hayatımda, gerekse yüksek lisans tez çalışmamda bana bilgi ve tecrübeleri ile sürekli destek olan ve kendilerini örnek alarak akademik alanda çalışmaya başladığım değerli hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI' ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, Yüksek Lisans Tezi çalışmamda aktardığı bilgi ve tecrübelerden dolayı değerli hocam Sayın Prof. İrfan YAVAŞLIOL' a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarımda, bana sabırla destek olan, değerli hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Erdem UZUNSOY' a teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, gerek öğrencilik, gerekse mühendislik hayatımda kendilerinin verdiği bilgi ve destekten dolayı değerli hocalarım Yrd. Doç. Dr. Süleyman Hakan SEVİLGİN' e ve Doç. Dr. Hasan Hüseyin ERDEM' e teşekkürlerimi sunarım. Çalışmalarımda bizzat destek veren ve gerek çalışmamın sonuçlarının değerlendirilmesinde, gerekse silindir içi basınç datalarında ve ısı açığa çıkış oranında bilgi ve tecrübelerini aktaran değerli hocam Arş. Gör. Levent YÜKSEK' e teşekkürlerimi sunarım. Değerli hocam Arş. Gör. Orkun ÖZENER' e, çalışmaların değerlendirilmesinde ve kaynak yönlendirmesinde verdiği destekten dolayı teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, tüm deneylerin başından sonuna kadar sürekli benimle beraber çalışan ve her türlü zorluğu aşmamda destek olan, değerli görev arkadaşım Emre ORAK' a teşekkür etmeyi bir borç bilirim. Ayrıca, deneyler esnasında bizimle beraber çalışan ve meslek hayatlarında çok başarılı olacaklarına inandığım; çünkü işlerini severek ve gönülden yapan değerli arkadaşlarım Mak. Müh. İlker GÜLER' e, Mak. Müh. Ali Ersel SELVİ' ye, Mak. Müh. Dilhan OCAKBAŞI' na ve Mak. Müh. Selahattin İLHAN' a teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, verdikleri destekten dolayı, Mak. Müh. Mümin ULUTÜRK' e, Mak. Müh. Eyüp Osman ECE' ye ve Mak. Müh. Oğuz Can AKSOY' a teşekkür ederim.

Çalışmalarım sırasında büyük özveride bulunan aileme ve sürekli her konuda bana destek olan Mak. Müh. Zeynep Burcu ACUNAŞ' a şükranlarımı sunarım.

Mayıs, 2012

Yasin KARAGÖZ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMA LİSTESİ.....	x
ŞEKİL LİSTESİ.....	xii
ÇİZELGE LİSTESİ	xx
ÖZET	xxii
ABSTRACT.....	xxiv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	18
1.3 Hipotez	19
BÖLÜM 2	
HİDROJEN	20
2.1 Yakıt Olarak Hidrojen	20
2.2 Hidrojenin Özellikleri.....	21
2.3 Hidrojenin Özelliklerinin İçten Yanmalı Motor Üzerindeki Etkileri	23
2.4 Erken Ateşleme ve Alev Tepmesi Sorunu.....	25
2.5 Hidrojenin Güvenlik ile İlgili Özellikleri ve Gerekli Tedbirler.....	26
2.5.1 Tahliye.....	26
2.5.2 Isıl Enerji, Ateşleme ve Patlama Enerjisi	26
2.5.3 Optimum Karışımın Tutuşabilirlik Sınırları	26
2.5.4 Ateşleme Sıcaklığı	27
2.5.5 Alev Hızı, Görünürlüğü ve Sıcaklığı.....	27
2.5.6 Gevreklik	27
BÖLÜM 3	
SİLİNDİR İÇİ BASINÇ DATASININ ANALİZİ	29
3.1 Yanma Verimi	30
3.2 Direkt Püskürtmeli Motorlar	30

3.2.1	Isı Açığa Çıkış Analizi	30
3.3	Bölünmüş Yanma Odalı Motorlar.....	33
BÖLÜM 4		
DENEY SETİ ÖZELLİKLERİ ve DENEYSEL ÇALIŞMALAR		36
4.1	Deney Seti ve Özellikleri	36
4.1.1	Motor Teknik Özellikleri.....	37
4.1.2	Hidrojen Hattı ve Özellikleri	38
4.1.3	Devir Sensörü	43
4.1.4	Enkoder Özellikleri	44
4.1.5	Basınç Sensörü	45
4.1.6	Moment Ölçümü	46
4.1.7	Dizel Yakıt Sarfiyatı Ölçümü	46
4.1.8	Sıcaklık Ölçümleri	47
4.1.9	Soğutma Sistemi	48
4.1.10	Emisyon Ölçümü	49
4.1.11	Veri Toplama Sistemi	51
4.1.12	Prosedürler	52
4.2	Deneysel Çalışmalar	55
4.2.1	Performans Deneyi	56
4.2.2	1100 d/d Sabit Motor Hızı Deneyi	83
4.2.3	1300 d/d Sabit Motor Hızı Deneyi	112
4.3	Deney Sonuçları.....	141
4.3.1	Performans Deneyi	141
4.3.2	1100 d/d Sabit Motor Hızı.....	144
4.3.3	1300 d/d Sabit Motor Hızı.....	148
BÖLÜM 5		
SONUÇ ve ÖNERİLER		152
5.1	Sonuçlar	152
5.2	Öneriler	153
KAYNAKÇA.....		Hata! Yer işareti tanımlanmamış.
ÖZGEÇMİŞ		160

SİMGE LİSTESİ

°C	Santigrat Derece
Atm	Atmosfer
B20	% 20 Biyodizel + %80 Dizel
C	Karbon
C ₂ H ₅ OH	Etanol
cc	Santimetre Küp
CH ₃ CHO	Etanal
CH ₃ OH	Metanol
CH ₄	Metan
cm	Santimetre
cm ²	Santimetre Kare
cm ³	Santimetre Küp
CN	Siyanür
CO	Karbon Monoksit
CO ₂	Karbon Dioksit
c _p	Sabit Basınçta Özgöl Isı
c _v	Sabit Hacimde Özgöl Isı
d	Parçacıkların Boyutu
dk	Dakika
dm ³	Desimetre Küp
dQ/dt	Zamana Bağlı Isı Değişimi
dQ _{ch} /dt	Görünür Brüt Isı Açığa Çıkış Oranı
dQ _n /dt	Görünür Net Isı Açığa Çıkış Oranı
E10	% 10 Etanol+%90 Benzin
E85	% 85 Etanol+%15 Benzin
F _v	Aerosol Gazın Toplam Hacme Oranı
g	Gram
h	Saat
H ₂	Hidrojen
H ₂ O	Su
HC	Hidrokarbon
HCHO	Metanal
HCN	Hidrosiyanik asit
H ₂ SO ₄	Sülfirik Asit
Hz	Hertz
J	Joule

K	Kelvin derece
kg	Kilogram
km	Kilometre
kmol	Kilomol
kPa	Kilopaskal
kW	Kilowatt
kWh	Kilowatt Saat
L	Litre
l	Litre
m	Metre
m ²	Metre Kare
mA	Miliamper
mg	Miligram
Mg	Magnezyum
m _i	Kütle Akış Oranı
Mj	Megajoule
mm	Milimetre
ms	Milisaniye
N	Çevrim Başına Düşen Toplam Partikül Taneciği Sayısı
N ₂	Azot
NO	Azot Monoksit
NO ₂	Azot Dioksit
NO _x	Azot Oksitler
n _{hi}	Maksimum Motor Gücünü Veren Hızın %70 i
n _{lo}	Maksimum Motor Gücünü Veren Hızın %50 si
nm	Nanometre
Nm ³	Normal Metre Küp
Nm	Newtonmetre
O	Oksijen
O ₂	Oksijen
OH	Hidroksit İyonu
P	Basınç
P _{maks}	Maksimum Basınç
Pa	Paskal
ppm	Milyonda Bir
R	Gaz Sabiti
rpm	Devir/Dakika
s	Saniye
SL	Standart Litre
SO _x	Kükürt Oksitler
SO ₂	Kükürt Dioksit
SO ₃	Kükürt Trioksit
T	Sıcaklık
U	Sistemin Enerjisi
V	Hacim
Q _{ht} /dt	Silindir Cidarlarından Meydana Gelen Isı Transferi
W	Watt

X_b	Yanmış Gaz Oranı
X_{NO}	NO Kütle Oranı
α	NO Kütle Oranının Denge Değerine Oranı
γ	Özgül Isı Oranı
ρ	Yoğunluk
λ	Hava Fazlalık Katsayısı
μ	Viskozite
ϕ_R	Zengin Tutuşma Sınırı
ϕ_L	Fakir Tutuşma Sınırı
$^{\circ}$	Derece
h_f	Enjekte Edilen Yakıtın Entalpisi
h_i	Akış Entalpisi

KISALTMA LİSTESİ

°KMA	Derece Krank Mili Açısı
AÖN	Alt Ölü Nokta
AR-GE	Araştırma Geliştirme
BMEP	Fren Ortalama Efektif Basıncı
BSU	Bosch Partikül Sayısı
Btu	İngiliz Isı Birimi
CFR	Çok Amaçlı Yakıt Araştırma Motoru
CNG	Sıkıştırılmış Doğalgaz
çev	Çevrim
d/d	Devir/Dakika
DFVLR	Alman Enerji Dönüşüm Enstitüsü
ECE	Avrupa Test Çevrimi
EGR	Egzoz Gazı Resirkülasyonu
EKÜ	Elektronik Kontrol Ünitesi
ESC	Avrupa Stasyonier Motor Çevrimi
FSN	Filtre Partikül Sayısı
g/cm ³	Gram Bölü Santimetre Küp
g/km	Gram Bölü Kilometre
g/kWh	Gram Bölü Kilowatt Saat
g/m ³	Gram Bölü Metre Küp
HCCI	Homojen Dolgulu Sıkıştırılmalı Ateşlemeli
HFK	Hava Fazlalık Katsayısı
IEA	Uluslararası Enerji Ajansı
J/°	Joule Bölü Krank Mili Açısı
kJ/çev	Kilojoule Bölü Çevrim
kJ/kg	Kilojoule Bölü Kilogram
LNG	Sıvılaştırılmış Doğalgaz
LPG	Sıvılaştırılmış Petrol Gazı
mg/km	Miligram Bölü Kilometre
mg/m ³	Miligram Bölü Metre Küp
mol/cm ³	Mol Bölü Santimetre Küp
MOS	Motor Oktan Sayısı
NPG	Doğalgaz
PEM	Polimer Elektrolit Membran

ROS	Araştırma Oktan Sayısı
sL/d	Standart Litre Bölü Dakika
UDDS	şehir İçi Dinamometre Test Çevrimi
US-FTP	Birleşmiş Milletler Federal Test Çevrimi
ÜÖN	Üst Ölü Nokta

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 3.1	Yanma odasının ısı analizi için açık sistem sınırları [53] 29
Şekil 3.2	Brüt ve net ısı açığa çıkışı ve ısı transferinin, alevin ilerleyemediği dar kesitler ve yakıt buharlaşmasına etkisi [53] 32
Şekil 3.3	Bölünmüş yanma odalı bir motorda ısı açığa çıkışı analizi için, ana yanma odası ve bölünmüş yanma odasındaki değişkenler [53] 33
Şekil 4.1	Deney seti..... 37
Şekil 4.2	Tasarlanan emme manifoldu 38
Şekil 4.3	HAM-LET paslanmaz çelik boru ve bağlantı elemanları 38
Şekil 4.4	Hidrojen hattı şematigi..... 39
Şekil 4.5	TECFLUID debimetre 40
Şekil 4.6	NEW-FLOW debimetre 40
Şekil 4.7	Bass Insturements sayısal seviye göstergesi 40
Şekil 4.8	H2 enjektörü..... 40
Şekil 4.9	Elektronik kontrol ünitesinin elemanları monte edilmiş hali..... 41
Şekil 4.10	Elektronik kontrol ünitesinin devre şeması..... 41
Şekil 4.11	Enjektör kalibrasyon eğrisi 42
Şekil 4.12	İndüktifdevir sensörü 44
Şekil 4.13	LCD gösterge 44
Şekil 4.14	Enkoder 44
Şekil 4.15	KISTLER basınç sensörü 45
Şekil 4.16	Osiloskop ve amplifikatör..... 45
Şekil 4.17	S tipi yük hücresi 46
Şekil 4.18	Esit marka PWI Model P Kontrolör 46
Şekil 4.19	Oval dişli yakıt ölçer 47
Şekil 4.20	Gravimetrik yakıt ölçümü 47
Şekil 4.21	Soğutma suyu giriş ve çıkış hatlarında konumlandırılmış termokupllar . 47
Şekil 4.22	Egzoz manifolduna konumlandırılmış termokupl 48
Şekil 4.23	Emko marka sıcaklık kontrolörü..... 49
Şekil 4.24	Soğutma sistemi 49
Şekil 4.25	AVL DICOM 4000 gaz analiz cihazı 49
Şekil 4.26	Selonoid valf 50
Şekil 4.27	AVL 415 S filtre tipi ısı ölçüm cihazı..... 51
Şekil 4.28	İs ölçüm cihazı – egzoz 51

Şekil 4.29	İs ölçüm cihazı probu.....	51
Şekil 4.30	National Instruments USB-6215 veri toplama kartı.....	52
Şekil 4.31	National Instruments cDAQ modül şasisi.....	52
Şekil 4.32	Farklı hidrojen oranlarında motor momentinin motor hızına göre değişimi	61
Şekil 4.33	Farklı hidrojen oranlarında motor gücünün motor hızı ile değişimi	61
Şekil 4.34	Farklı hidrojen oranlarında ortalama efektif basıncın motor hızı ile değişimi	61
Şekil 4.35	Farklı hidrojen oranlarında volümetrik verimin motor hızı ile değişimi ..	62
Şekil 4.36	Farklı hidrojen oranlarında özgül yakıt tüketiminin motor hızı ile değişimi	62
Şekil 4.37	Farklı hidrojen oranlarında termik verimin motor hızı ile değişimi	62
Şekil 4.38	Farklı hidrojen oranlarında lamdanın (teorik) motor hızı ile değişimi	63
Şekil 4.39	Farklı hidrojen oranlarında CO (% hacim)' nun motor hızı ile değişimi ..	63
Şekil 4.40	Farklı hidrojen oranlarında CO ₂ (% hacim)' nin motor hızı ile değişimi	63
Şekil 4.41	Farklı hidrojen oranlarında O ₂ (% hacim)' nin motor hızı ile değişimi....	64
Şekil 4.42	Farklı hidrojen oranlarında HC (ppm)' nin motor hızı ile değişimi	64
Şekil 4.43	Farklı hidrojen oranlarında NO _x (ppm)' in motor hızı ile değişimi.....	64
Şekil 4.44	Farklı hidrojen oranlarında egzoz sıcaklığının motor hızı ile değişimi.....	65
Şekil 4.45	Farklı hidrojen oranlarında isin (FSN) motor hızı ile değişimi	65
Şekil 4.46	Farklı hidrojen oranlarında CO (g/kWh)' nun motor hızı ile değişimi	65
Şekil 4.47	Farklı hidrojen oranlarında CO ₂ (g/kWh)' nin motor hızı ile değişimi	66
Şekil 4.48	Farklı hidrojen oranlarında O ₂ (g/kWh)' nin motor hızı ile değişimi	66
Şekil 4.49	Farklı hidrojen oranlarında HC (g/kWh)' nin motor hızı ile değişimi	66
Şekil 4.50	Farklı hidrojen oranlarında NO _x (g/kWh)' in motor hızı ile değişimi	67
Şekil 4.51	Farklı hidrojen oranlarında isin (g/kWh) motor hızı ile değişimi	67
Şekil 4.52	680-740 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında ısı açığa çıkış oranının krank açısı ile değişimi.....	68
Şekil 4.53	680-740 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının krank açısı ile değişimi.....	68
Şekil 4.54	680-740 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi sıcaklığın krank açısı ile değişimi.....	69
Şekil 4.55	680-740 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının silindir içi hacmi ile değişimi.....	69
Şekil 4.56	890-920 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında ısı açığa çıkış oranının krank açısı ile değişimi.....	70
Şekil 4.57	890-920 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının krank açısı ile değişimi.....	71
Şekil 4.58	890-920 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi sıcaklığın krank açısı ile değişimi.....	71
Şekil 4.59	890-920 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının silindir içi hacmi ile değişimi.....	72
Şekil 4.60	1065-1100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında ısı açığa çıkış oranının krank açısı ile değişimi	73
Şekil 4.61	1065-1100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının krank açısı ile değişimi.....	73

Şekil 4.62	1065-1100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi sıcaklığın krank açısı ile değişimi	74
Şekil 4.63	1065-1100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının silindir içi hacmi ile değişimi	74
Şekil 4.64	1350-1420 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında ısı açığa çıkış oranının krank açısı ile değişimi	75
Şekil 4.65	1350-1420 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının krank açısı ile değişimi	76
Şekil 4.66	1350-1420 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi sıcaklığın krank açısı ile değişimi	76
Şekil 4.67	1350-1420 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının silindir içi hacmi ile değişimi	77
Şekil 4.68	1670-1730 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında ısı açığa çıkış oranının krank açısı ile değişimi	78
Şekil 4.69	1670-1730 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının krank açısı ile değişimi	78
Şekil 4.70	1670-1730 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi sıcaklığın krank açısı ile değişimi	79
Şekil 4.71	1670-1730 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının silindir içi hacmi ile değişimi	79
Şekil 4.72	1970-2100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında ısı açığa çıkış oranının krank açısı ile değişimi	80
Şekil 4.73	1970-2100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının krank açısı ile değişimi	81
Şekil 4.74	1970-2100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi sıcaklığın krank açısı ile değişimi	81
Şekil 4.75	1970-2100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının silindir içi hacmi ile değişimi	82
Şekil 4.76	1100 d/d' da tam yük koşulunda motor momentinin farklı hidrojen oranları ile değişimi	85
Şekil 4.77	1100 d/d' da tam yük koşulunda motor gücünün farklı hidrojen oranları ile değişimi	85
Şekil 4.78	1100 d/d' da tam yük koşulunda ortalama efektif basıncın farklı hidrojen oranları ile değişimi	86
Şekil 4.79	1100 d/d' da tam yük koşulunda volümetrik verimin farklı hidrojen oranları ile değişimi	86
Şekil 4.80	1100 d/d' da tam yük koşulunda özgül yakıt tüketiminin farklı hidrojen oranları ile değişimi	87
Şekil 4.81	1100 d/d' da tam yük koşulunda termik verimin farklı hidrojen oranları ile değişimi	87
Şekil 4.82	1100 d/d' da tam yük koşulunda lamdanın (teorik) farklı hidrojen oranları ile değişimi	88
Şekil 4.83	1100 d/d' da tam yük koşulunda CO (% hacim)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi	88
Şekil 4.84	1100 d/d' da tam yük koşulunda CO ₂ (% hacim)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi	89

Şekil 4.85	1100 d/d' da tam yük koşulunda O ₂ (% hacim)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi	89
Şekil 4.86	1100 d/d' da tam yük koşulunda HC (ppm)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi.....	90
Şekil 4.87	1100 d/d' da tam yük koşulunda NO _x (ppm)' in farklı hidrojen oranları ile değişimi.....	90
Şekil 4.88	1100 d/d' da tam yük koşulunda egzoz sıcaklığının farklı hidrojen oranları ile değişimi	91
Şekil 4.89	1100 d/d' da tam yük koşulunda isin (FSN) farklı hidrojen oranları ile değişimi	91
Şekil 4.90	1100 d/d' da tam yük koşulunda CO (g/kWh)' nun farklı hidrojen oranları ile değişimi	92
Şekil 4.91	1100 d/d' da tam yük koşulunda CO ₂ (g/kWh)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi	92
Şekil 4.92	1100 d/d' da tam yük koşulunda O ₂ (g/kWh)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi	93
Şekil 4.93	1100 d/d' da tam yük koşulunda HC (g/kWh)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi	93
Şekil 4.94	1100 d/d' da tam yük koşulunda NO _x (g/kWh)' in farklı hidrojen oranları ile değişimi	94
Şekil 4.95	1100 d/d' da tam yük koşulunda isin (g/kWh) farklı hidrojen oranları ile değişimi.....	94
Şekil 4.96	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin motor momentine etkisi	95
Şekil 4.97	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin motor gücüne etkisi ...	95
Şekil 4.98	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin ortalama efektif basınca etkisi	95
Şekil 4.99	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin volümetrik verime etkisi	96
Şekil 4.100	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin özgül yakıt tüketimine etkisi.....	96
Şekil 4.101	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin termik verime etkisi	96
Şekil 4.102	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin lamdaya (teorik) etkisi	97
Şekil 4.103	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin CO (% hacim)' ya etkisi	97
Şekil 4.104	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin CO ₂ (% hacim)' ye etkisi	97
Şekil 4.105	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin O ₂ (% hacim)' ye etkisi	98
Şekil 4.106	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin HC (ppm)' ye etkisi	98
Şekil 4.107	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin NO _x (ppm)' e etkisi	98
Şekil 4.108	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin egzoz sıcaklığına etkisi	99
Şekil 4.109	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin ise (FSN) etkisi	99

Şekil 4.110	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin CO (g/kWh)' ye etkisi	99
Şekil 4.111	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin CO ₂ (g/kWh)' ye etkisi	100
Şekil 4.112	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin O ₂ (g/kWh)' ye etkisi	100
Şekil 4.113	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin HC (g/kWh)' ye etkisi	100
Şekil 4.114	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin NO _x (g/kWh)' e etkisi	101
Şekil 4.115	1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin ise (g/kWh) etkisi	101
Şekil 4.116	1100 d/d' da tam yük şartında hidrojenin ısı açığa çıkış oranına etkisi	102
Şekil 4.117	1100 d/d' da tam yük şartında hidrojenin silindir içi basıncına etkisi...	102
Şekil 4.118	1100 d/d' da tam yük şartında hidrojenin silindir içi sıcaklığına etkisi .	103
Şekil 4.119	1100 d/d' da tam yük şartında silindir hacminin silindir içi basıncına etkisi	103
Şekil 4.120	1100 d/d' da %40 yük şartında hidrojenin ısı açığa çıkış oranına etkisi	104
Şekil 4.121	1100 d/d' da %40 yük şartında hidrojenin silindir içi basıncına etkisi ..	105
Şekil 4.122	1100 d/d' da %40 yük şartında hidrojenin silindir içi sıcaklığına etkisi .	105
Şekil 4.123	1100 d/d' da %40 yük şartında silindir hacminin silindir içi basıncına etkisi	106
Şekil 4.124	1100 d/d' da %60 yük şartında hidrojenin ısı açığa çıkış oranına etkisi	107
Şekil 4.125	1100 d/d' da %60 yük şartında hidrojenin silindir içi basıncına etkisi	107
Şekil 4.126	1100 d/d' da %60 yük şartında hidrojenin silindir içi sıcaklığına etkisi	108
Şekil 4.127	1100 d/d' da %60 yük şartında silindir hacminin silindir içi basıncına etkisi	108
Şekil 4.128	1100 d/d' da %75 yük şartında hidrojenin ısı açığa çıkış oranına etkisi	109
Şekil 4.129	1100 d/d' da %75 yük şartında hidrojenin silindir içi basıncına etkisi	110
Şekil 4.130	1100 d/d' da %75 yük şartında hidrojenin silindir içi sıcaklığına etkisi	110
Şekil 4.131	1100 d/d' da %75 yük şartında silindir hacminin silindir içi basıncına etkisi	111
Şekil 4.132	1300 d/d' da tam yük koşulunda motor momentinin farklı hidrojen oranları ile değişimi	114
Şekil 4.133	1300 d/d' da tam yük koşulunda motor gücünün farklı hidrojen oranları ile değişimi	114
Şekil 4.134	1300 d/d' da tam yük koşulunda ortalama efektif basıncın farklı hidrojen oranları ile değişimi	115
Şekil 4.135	1300 d/d' da tam yük koşulunda volümetrik verimin farklı hidrojen oranları ile değişimi	115

Şekil 4.136	1300 d/d' da tam yük koşulunda özgül yakıt tüketiminin farklı hidrojen oranları ile değişimi	116
Şekil 4.137	1300 d/d' da tam yük koşulunda termik verimin farklı hidrojen oranları ile değişimi.....	116
Şekil 4.138	1300 d/d' da tam yük koşulunda lamdanın (teorik) farklı hidrojen oranları ile değişimi	117
Şekil 4.139	1300 d/d' da tam yük koşulunda CO (% hacim)' nun farklı hidrojen oranları ile değişimi	117
Şekil 4.140	1300 d/d' da tam yük koşulunda CO ₂ (% hacim)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi	118
Şekil 4.141	1300 d/d' da tam yük koşulunda O ₂ (% hacim)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi	118
Şekil 4.142	1300 d/d' da tam yük koşulunda HC (ppm)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi.....	119
Şekil 4.143	1300 d/d' da tam yük koşulunda NO _x (ppm)' in farklı hidrojen oranları ile değişimi.....	119
Şekil 4.144	1300 d/d' da tam yük koşulunda egzoz sıcaklığının farklı hidrojen oranları ile değişimi	120
Şekil 4.145	1300 d/d' da tam yük koşulunda isin (FSN) farklı hidrojen oranları ile değişimi	120
Şekil 4.146	1300 d/d' da tam yük koşulunda CO (g/kWh)' nun farklı hidrojen oranları ile değişimi	121
Şekil 4.147	1300 d/d' da tam yük koşulunda CO ₂ (g/kWh)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi	121
Şekil 4.148	1300 d/d' da tam yük koşulunda O ₂ (g/kWh)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi	122
Şekil 4.149	1300 d/d' da tam yük koşulunda HC (g/kWh)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi	122
Şekil 4.150	1300 d/d' da tam yük koşulunda NO _x (g/kWh)' in farklı hidrojen oranları ile değişimi	123
Şekil 4.151	1300 d/d' da tam yük koşulunda isin (g/kWh) farklı hidrojen oranları ile değişimi.....	123
Şekil 4.152	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin motor momentine etkisi	124
Şekil 4.153	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin motor gücüne etkisi .	124
Şekil 4.154	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin ortalama efektif basınca etkisi	124
Şekil 4.155	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin volümetrik verime etkisi	125
Şekil 4.156	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin özgül yakıt tüketimine etkisi.....	125
Şekil 4.157	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin termik verime etkisi	125
Şekil 4.158	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin lamdaya (teorik) etkisi	126
Şekil 4.159	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin CO (% hacim)' ya etkisi	126

Şekil 4.160	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin CO ₂ (% hacim)' ye etkisi	126
Şekil 4.161	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin O ₂ (% hacim)' ye etkisi	127
Şekil 4.162	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin HC (ppm)' ye etkisi ...	127
Şekil 4.163	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin NO _x (ppm)' e etkisi ..	127
Şekil 4.164	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin egzoz sıcaklığına etkisi	128
Şekil 4.165	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin ise (FSN) etkisi	128
Şekil 4.166	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin CO (g/kWh)' ya etkisi	128
Şekil 4.167	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin CO ₂ (g/kWh)' ye etkisi	129
Şekil 4.168	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin O ₂ (g/kWh)' ye etkisi	129
Şekil 4.169	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin HC (g/kWh)' ye etkisi	129
Şekil 4.170	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin NO _x (g/kWh)' e etkisi	130
Şekil 4.171	1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin ise (g/kWh) etkisi	130
Şekil 4.172	1300 d/d' da tam yük şartında hidrojenin ısı açığa çıkış oranına etkisi	131
Şekil 4.173	1300 d/d' da tam yük şartında hidrojenin silindir içi basıncına etkisi	131
Şekil 4.174	1300 d/d' da tam yük şartında hidrojenin silindir içi sıcaklığına etkisi	132
Şekil 4.175	1300 d/d' da tam yük şartında silindir hacminin silindir içi basıncına etkisi	132
Şekil 4.176	1300 d/d' da %37 yük şartında hidrojenin ısı açığa çıkış oranına etkisi	134
Şekil 4.177	1300 d/d' da %37 yük şartında hidrojenin silindir içi basıncına etkisi	134
Şekil 4.178	1300 d/d' da %37 yük şartında hidrojenin silindir içi sıcaklığına etkisi	135
Şekil 4.179	1300 d/d' da %37 yük şartında silindir hacminin silindir içi basıncına etkisi	135
Şekil 4.180	1300 d/d' da %47 yük şartında hidrojenin ısı açığa çıkış oranına etkisi	136
Şekil 4.181	1300 d/d' da %47 yük şartında hidrojenin silindir içi basıncına etkisi	137
Şekil 4.182	1300 d/d' da %47 yük şartında hidrojenin silindir içi sıcaklığına etkisi	137
Şekil 4.183	1300 d/d' da %47 yük şartında silindir hacminin silindir içi basıncına etkisi	138
Şekil 4.184	1300 d/d' da %65 yük şartında hidrojenin ısı açığa çıkış oranına etkisi	139

Şekil 4.185	1300 d/d' da %65 yük şartında hidrojenin silindir içi basıncına etkisi	139
Şekil 4.186	1300 d/d' da %65 yük şartında hidrojenin silindir içi sıcaklığına etkisi	140
Şekil 4.187	1300 d/d' da %65 yük şartında silindir hacminin silindir içi basıncına etkisi	140

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1	Hidrojenin özellikleri [51], [52]..... 21
Çizelge 2.2	Hidrojenin yanma özelliklerinin benzin ve doğalgazla karşılaştırılması .. 22
Çizelge 4.1	AVL DICOM 4000 gaz analiz cihazına ait teknik değerler 50
Çizelge 4.2	Egzoz emisyonlarının mol kütleleri 58
Çizelge 4.3	Soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları 59
Çizelge 4.4	Gönderilen H ₂ ' nin enerji akışı olarak, toplam yakıtın enerji akışına yüzdesel oranı 59
Çizelge 4.5	Devire bağlı olarak gönderilen yakıtın alt ısı değeri, bir çevrimde silindire sokulan ısı miktarı ve gönderilen H ₂ miktarı değişimi 60
Çizelge 4.6	680-740 d/d şartında farklı hidrojen oranlarındayanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı 70
Çizelge 4.7	890-920 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı 72
Çizelge 4.8	1065-1100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı 75
Çizelge 4.9	1350-1420 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı 77
Çizelge 4.10	1670-1730 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı 80
Çizelge 4.11	1970-2100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı 82
Çizelge 4.12	Soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları 84
Çizelge 4.13	Gönderilen yakıtın alt ısı değeri, bir çevrimde silindire sokulan ısı miktarı ve gönderilen H ₂ miktarı değişimi 84
Çizelge 4.14	1100 d/d' da tam yük şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı 104
Çizelge 4.15	1100 d/d' da %40 yük şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı 106
Çizelge 4.16	1100 d/d' da %60 yük şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı 109

Çizelge 4.17	1100 d/d' da %75 yük şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı	111
Çizelge 4.18	Soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları	113
Çizelge 4.19	Gönderilen yakıtın alt ısı değeri, bir çevrimde silindire sokulan ısı miktarı ve gönderilen H ₂ miktarı değişimi	113
Çizelge 4.20	1300 d/d' da tam yük şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı	133
Çizelge 4.21	1300 d/d' da %37 yük şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı	136
Çizelge 4.22	1300 d/d' da %47 yük şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı	138
Çizelge 4.23	1300 d/d' da %65 yük şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı	141

İÇTEN YANMALI MOTORLARDA HİDROJENİN ALTERNATİF YAKIT OLARAK KULLANILMASI

Yasin KARAGÖZ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI

Küresel ısınma, iklim değişiklikleri gibi çevresel sorunlarla ilgili ortaya çıkan endişeler, yenilenebilir yakıtlara olan ilginin artmasına neden olmuştur. Ayrıca, fosil yakıt kaynaklarının sınırlı olması, taşıtların ortama yaydıkları kirleticilerin insan sağlığını her geçen gün daha çok tehdit etmesi, petrol fiyatlarındaki artışlar, emisyon regülasyonlarının giderek ağırlaşması, alternatif yakıt arayışını zorunlu kılmıştır ve otomotiv üreticileri yeni teknolojiler aramaya başlamışlardır. Özellikle son yıllarda, motorin fiyatlarındaki artıştan ve çevresel nedenlerden dolayı, dizel motorlarda LPG, metan gibi gaz yakıtların kullanılması gündeme gelmiş ve LPG dönüşüm sistemi ile ilgilenen firmaların, dizel motorlarının LPG ve CNG (sıkıştırılmış doğalgaz) yakıtlarını kullanabilecekleri kitlerin tasarlanması için AR-GE çalışmalarına başlamışlardır.

Hidrojen, karbon atomu içermeyen, geniş tutuşabilirlik sınırı, sıkıştırma oranı yüksek motorlarda kullanılabilme karakteristiği, yüksek yanma verimi, düşük tutuşturma enerjisi ve düşük emisyon değerlerine sahip, fosil yakıtlara göre üstün özellikleri olan bir yakıttır. İlgili çevrelerce, H_2 geleceğin yakıtı olarak görüldüğü için, yapılan çalışmada dizel motorda değişik oranlarda H_2 -motorin çift yakıt olarak kullanılmıştır. H_2 'nin kendi kendine tutuşma sıcaklığının yüksek olmasından dolayı, H_2 'nin dizel motorlarda tek başına kullanılması uygun değildir. Bunun yerine, emme portundan H_2 'nin LPG-CNG enjektörleriyle elektronik kontrolle gönderilmesi ve pilot motorin püskürtme ile tutuşmanın gerçekleştirilmesi daha elverişlidir.

Yapılmış olan çalışmada, ilk aşamadaki performans deneylerinde, tam yükte, farklı motor hızlarında, emme manifoldundan toplam yakıtın enerji içeriğinin %0'ı, %25'i ve %50'si kadar H_2 gönderilmiş ve pilot motorin püskürtme ile tutuşma gerçekleştirilmiştir. Daha sonraki testlerde sırasıyla 1100 d/d ve 1300 d/d motor hızları için, tam yük koşulunda ve aynı moment değerleri için, gönderilen H_2 miktarının

emisyonlar ve termik verim üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ayrıca, yine 1100 d/d ve 1300 d/d motor hızlarında, kısmi yüklerde H₂ gönderilmesinin motor performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Deneylerde, hem birim çevrimde silindire sokulan ısı miktarı, hem de hava fazlalık katsayısı mümkün olduğunca yakın tutulmaya çalışılmıştır (1100 d/d ve 1300 d/d sabit motor hızında, sabit moment deneylerinde hava fazlalık katsayısı sabit tutulmamıştır).

Deney sonuçlarına göre, CO, CO₂ ve is partikülleri gönderilen H₂ ile birlikte azalmış, HC emisyonlarında kayda değer bir değişiklik gözlemlenmemiş, NO_x miktarı ise kısmi yük motor işletme şartlarının tamamında H₂ gönderilmesiyle azalmış, tam yük koşullarında ise gönderilen H₂ miktarının artmasıyla NO_x miktarı da artmıştır. Ayrıca, H₂ miktarının artmasıyla, kontrolsüz yanma evresinde açığa çıkan ısı açığa çıkış miktarı artarken, kontrollü yanmadaki ısı açığa çıkış miktarı azalmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, kısmi yüklerde, CO, CO₂, is partikülleri düşerken HC emisyonlarında kayda değer bir artış gözlenmemiştir. NO_x emisyonlarının da düştüğü göz önüne alınırsa, şehir içi gibi yüksek güç talebinin olmadığı şartlarda, H₂'nin dizel motorlarda çift yakıt olarak kullanılmasının tüm emisyonları olumlu etkileyeceği öngörülmüştür.

Anahtar Kelimeler: dizel motor, hidrojen, alternatif yakıtlar, egzoz emisyonları, NO_x, is

**USING HYDROGEN AS ALTERNATIVE FUEL IN INTERNAL COMBUSTION
ENGINES**

Yasin KARAGÖZ

Department of Mechanical Engineering
Msc. Thesis

Advisor: Assist. Prof. Dr. Tarkan SANDALCI

Renewable fuels have become a significant issue of research because of the environmental issues such as global warming, climate change, e.t.c. Furthermore, limited fossil fuel reserves, hazardous effects of pollutants caused by diesel and gasoline engines for human health, price increment of petroluem fuels, stringent emission regulations resulted in research of new technologies by automotive manufacturers. Especially, augmentation on diesel fuels within last years and environmental dangers of diesel fuels, gaseous fuels such as LPG and methane inspired the development of LPG and CNG conversion equipments for diesel engines.

Hydrogen has unique chemical properties, in addition it doesn' t contain any carbon atom. Hydrogen has high combustion efficiency, low ignition energy, wide flammability limits and low emission properties. Moreover, its properties are suitable for internal combustion engines. Hydrogen was used with diesel as hybrid fuel in this study, because it is a promising fuel. Pure hydrogen can' t be used in diesel engines owing to its high autoignition tempereature. Hydrogen will be introduced into intake manifold, and ignition can be started with pilot diesel injection.

In this study, first of all 0%, 25% and 50% hydrogen of total fuel' s energy was introduced into intake manifold and pilot injection method was used at full load and at different engine speeds. In the second test, initially the engine was operated at 1100 rpm and 1300 rpm constant speeds and at the same brake engine torques and different hydrogen levels were tested. Secondly, the effect of hydrogen using pilot diesel injection was tested at part load conditions. The emissions (HC, CO, CO₂, NO_x, Smoke) and thermal efficiency were tested using hydrogen-diesel mixture as hybrid fuel in diesel CFR engine. During these tests, introduced heat energy for each cycle and

excess air ratio were tried to adjust same values (except 1100 rpm and 1300 rpm constant speed and same brake torque tests).

According to test results, CO, CO₂ and smoke values were improved with hydrogen addition and HC emissions was modestly increased when hydrogen was used with diesel fuel. NO_x emissions was decreased at part load conditions with using hydrogen-diesel hybrid fuel, but NO_x emissions was increased at full loads by increasing hydrogen energy content in the total fuel energy. Nevertheless, released heat value was increased by increasing hydrogen level during pre-mixed combustion period, and released heat value was decreased by increasing hydrogen level during mixed combustion period.

According to test results, CO, CO₂ and smoke (particle matters) emissions were improved, HC emissions were modestly increased and NO_x emissions were decreased by using hydrogen-diesel hybrid fuel at part load operations. Using hydrogen in diesel engines with pilot diesel injection method is convenient for urban traffic conditions which engines were run only at part loads operations.

Keywords: diesel engine, hydrogen, alternative fuel, exhaust emissions, NO_x, smoke

1.1 Literatür Özeti

İçten yanmalı motorların günümüzde kullanılması önemli bir yer teşkil etmektedir. Özellikle Dizel çevrimine göre çalışan motorların günümüzdeki kullanım alanları yalnızca kara taşıtlarıyla sınırlı olmayıp; gemilerde, ziraatta ve jeneratör sistemlerinde de yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak, gün geçtikçe artan petrol fiyatları ve emisyonlardaki zorlayıcı regülasyonlar, araştırmacıların alternatif bir yakıt arayışına yönelmesini zorunlu kılmıştır.

H_2 , alternatif enerji ile elde edildiğinde, C atomu içermediğinden ve yanması sonucu kirlетici bir emisyon açığa çıkmamasından dolayı, temiz bir enerji taşıyıcısı olarak kabul edilir [1]. Bazı otomotiv üreticisi firmalar; yakıt pili sistemleri, hibrit elektrikli araç sistemleri, elektrikli araç sistemleri ve hidrojenin içten yanmalı motorlarda kullanılması sistemlerine yönelmişlerdir [2]. Fakat PEM tipi yakıt pillerinin ilk yatırım maliyetleri yüksektir ve kullanılan H_2 'nin oldukça yüksek saflıkta olması gerektiğinden yakıt maliyeti de yüksektir [2]. Ayrıca, elektrikli araç sistemlerinde batarya ağırlığı sorununun çözümü üzerine çalışmalar devam etmektedir.

H_2 'nin yakıt olarak otomobillerde kullanılması, alternatif enerjiler arasında en uygundur. H_2 'nin kütleel ağırlığı baz alınarak, aynı ısıl değer için benzinle karşılaştırıldığında, benzinin yalnızca 0.37' si ağırlığındadır. Ancak, H_2 hacimsel olarak ele alındığında ise, aynı ısıl değer için benzinin 3000 katı kadar yer kaplar. H_2 'nin ön karışımli olarak kullanılmasıyla benzinden elde edilen gücün 0.85' i kadar güç elde edilebilir. Bu da, Otto çevrimine göre çalışan ön karışımli motorlarda H_2 kullanılmasıyla, benzine oranla %15 daha az güç elde edileceğini gösterir. H_2 'nin oldukça düşük

tutuşma enerjisine ve geniş tutuşabilirlik sınırlarına sahip olmasına rağmen, yüksek kendi kendine tutuşma sıcaklığından dolayı Dizel çevrimine göre çalışan taşıtlarda doğrudan kullanılmaları güçtür [3].

H₂ mükemmel yanma ve emisyon karakteristiklerine sahip olan ve bu açıdan içten yanmalı motorlarda kullanılması yararlı olan bir yakıttır [4], [5]. H₂'nin Otto çevrimi ile çalışan motorlarda ek yakıt olarak kullanılması daha fakir karışımlarda çalışmasına imkan sağlar, alev cephesinin yayılma hızı artar, termik verim artar ve CO, HC, CO₂ ve çok fakir karışımlarda NO_x emisyonlarında iyileşme gözlemlenir [4], [5], [6], [7], [8], [9].

Elektrik gibi H₂ de mükemmel bir enerji taşıyıcısıdır. Otto motorlar H₂ dönüşümü için oldukça uygun olmakla beraber, dizel motorları da bir takım modifikasyonlarla H₂ ile çalıştırılabilirler [10], [11]. H₂'nin kendi kendine tutuşma sıcaklığının yüksek olmasından dolayı (585 °C), Dizel motorlarda H₂ kullanılmasında bazı yardımcı ekipmanlar kullanılmalıdır. Kızdırma bujileri ve pilot püskürtme kullanılarak, ateşleme sorununun üstesinden gelinebilir [10]. H₂'nin içten yanmalı motorlarda yanması sonucu, bir miktar yağlama yağının da yanmasından dolayı, çok az miktarda HC, CO, CO₂ gibi emisyonlar açığa çıkar [10]. H₂ karbon atomu içermez, bu da karbon türevi emisyonların azalmasını sağlar. Dizel motorlarında H₂ kullanılmasında, pilot yakıt olarak püskürtülen motorin ve yağlama yağı yanması sebebiyle çok az bir miktar CO açığa çıkar. Yine aynı sebepten dolayı, çok az bir miktar HC ve is açığa çıkar [10].

H₂ oldukça geniş tutuşabilirlik sınırları olan, minimum ateşleme enerjisi oldukça düşük olan ve kendi kendine tutuşma sıcaklığı yüksek olan, oldukça üstün özelliklere sahip bir yakıttır. Tutuşabilirlik sınırlarının oldukça geniş olması, Otto motorlarda gaz keleşi kullanılmamasına ve böylece volümetrik verimin artmasına olanak tanır. Düşük ateşleme enerjisi H₂'nin güvenli bir şekilde Otto motorlarında kullanılmasındaki en önemli sorundur. Emme manifoldundan, emme stroğunda emilen hava, H₂ ile karışırken, buji çevresinden, art gazlardan, egzoz supabı yüzeylerinden veya karbon kalıntılarından rahatlıkla ateşlenebilir. Bu da, istenmeyen bir durum olan ön ateşleme ile alev tepmesi denilen, emme manifoldundan geriye doğru alev kaçışına yol açabilir [12].

Homojen dolgulu motorlarda H₂ kullanımı ile motorun normal çalışma gücünün yaklaşık %30' u kadar daha az güç elde edilir. Çünkü benzin buharı havadan daha yoğundur, H₂'

nin yoğunluğu ise havadan 15 kez daha azdır. H_2 'yi depolamak için ise ya kriyojenik şartlarda depolama yapılır yada metal hidrür tüpler kullanılır. Sıcak bölgeler, bujiler alev tepmesine neden olabilir. H_2 'nin Otto motorlarında direkt püskürtme yöntemiyle kullanılmasıyla, yakıtın içeriye sıkıştırma stroğunda gönderilmesine ve geç ateşlemeye olanak tanır ve bu da alev tepmesini önler. Ayrıca H_2 'nin direkt püskürtme sistemiyle Otto motorlarında kullanılması, oldukça fakir karışımların güvenle kullanılmasına olanak tanır ve bu da konveksiyon ve radyasyon ısı transferini düşürür. Fakir karışım şartlarında H_2 'nin kullanılmasıyla, NO_x emisyonlarında düşüş ve termik verimde artış gözlemlenmiştir. H_2 'nin içten yanmalı motorlarda kullanılmasıyla, HC, CO, CO_2 gibi emisyonlar oluşmamakla beraber, direkt püskürtme yöntemiyle fakir karışımlarda H_2 kullanılmasıyla NO_x emisyonlarında düşüş gözlenir [13].

Benzinli motorlarda yapılan çalışmalarda, gaz keleşine ihtiyaç duyulmadan, gönderilen H_2 ile motor gücü ayarlanabilir [12].

Ek yakıt olarak H_2 'nin termik verim ve emisyonlar üzerindeki etkisini incelemek için, gönderilen H_2 miktarının ve motor yükünün yanma üzerindeki etkisini incelemek gerekir. Gönderilen H_2 miktarı ve motor yükü değışimiyle tutuşma gecikmesi, yanma süresi, ısı açığa çıkış oranı ve yanma fazları üzerine etkisi incelenmelidir [4].

Yapılan bir çalışmada, $H_2/(H_2+Hava)$ oranı hacimsel olarak hesaplanıp gönderilmiştir. 1200 d/d motor hızında, %6 oranda H_2 gönderildiğinde, %15 motor yükünde enerji içeriğı olarak %77 oranında H_2 gönderilmiş olup; %70 motor yükünde ise enerji içeriğı olarak %31 oranında H_2 gönderilmiştir [4]. Çift yakıtlı motorlarla yapılan çeşitli çalışmalarda, gönderilen H_2 miktarı ya emme havasından emilen taze dolgunun hacimsel olarak oranı ile ya da direkt olarak gönderilen debi değeri verilerek belirtilmiştir. Ancak enerji içeriğı olarak gönderilen H_2 miktarının belirtilmesi, motor yük oranı da göz önüne alınarak daha net bir biçimde ortaya konulabilir.

H_2 dolgulu motorlarda soğutma suyuna doğru oluşan ısı transferi, motorin ve benzinle çalışan motorlara oranla daha düşüktür. Bu da, termik verimin artmasını sağlar [14].

H_2 'nin taşıtlarda kullanılmasıdaki en önemli sorun araçlarda depolanmasıdır. Üç farklı yöntemle H_2 taşıtlarda kullanılabilir. Bunlar; metal hidrür tüplerde depolama, yüksek basınçlı silindirlerde depolama ve sıvı halde depolama yöntemleridir. Metal hidrür

depolama, en çok ağırlık teşkil eden depolama metodu olup, H_2 'nin tüplerden tahliye basıncının düşük olmasından dolayı direkt püskürtmeli motorlarda kullanılması zordur. H_2 'nin sıvı halde depolanması, diğer yöntemlere göre daha az yer kaplamaktadır. Sıvı halde H_2 depolamanın menzil açısından taşıtlarda kullanımı mümkündür. Depo basıncı 0.5 bar gibi düşük bir değerde tutularak, pompada 80-100 bar'lara rahatlıkla çıkarılabilir. Pompayla tahliye edilen H_2 , hat içinde soğuk gaz halini alır ve ısıtıcı ile oda sıcaklığı değerlerine getirilerek enjektörlerden silindirlere püskürtülür [3].

H_2 'nin kendi kendine tutuşma sıcaklığı diğer yakıtlara oranla oldukça yüksektir. H_2 düşük yoğunluğa ve yüksek difüzyon katsayısına sahiptir. Bir kaçak durumunda H_2 hızlıca atmosfere yayılır. Hindenburg faciasında da görüldüğü gibi, 36 insan ölmüştür; ancak 65 insan alevlerin altında yer almasına rağmen kurtulmuştur. Buna rağmen yine de H_2 'nin çok düşük ateşleme enerjisine sahip olmasına, çok fakir karışımlarda tutuşabilmesine ve çok küçük boşluklardan kaçabilme ihtimaline dikkat edilmelidir [3].

H_2 'nin içten yanmalı motorlarda kullanılma çeşitleri temel olarak dört grupta toplanabilir. Bunlar: Otto çevrimi ile çalışan motorlarda doğrudan H_2 kullanılması, Otto çevrimi ile çalışan motorlarda ek yakıt olarak H_2 kullanılması, HCCI (homojen dolgu sıklıktırmalı ateşemeli) motorlarda H_2 yakıtının kullanılması, Dizel çevrimi ile çalışan motorlarda H_2 kullanılması olarak sınıflandırılabilir. Dizel motorlarda genellikle emme manifoldundan emilen havaya hidrojen gönderilerek, pilot motorin püskürtme ile ateşleme gerçekleştirildiği için, ek yakıt olarak veya direkt H_2 kullanımı olarak sınıflandırmaya gidilmemiştir. Genel olarak, yukarıda da belirtildiği gibi, H_2 'nin Otto çevrimine göre kullanılan motorlarda doğrudan kullanılması, dizel motorlarda doğrudan kullanılmasından daha uygundur. Ancak, araştırmacılar çeşitli yöntemler kullanarak H_2 gazını Dizel motorlarda da doğrudan yakıt olarak kullanmışlardır.

H_2 'nin Otto çevrimine göre çalışan motorlarda doğrudan kullanılması da temel olarak üçe ayrılır. Bunlar: karbürasyonla H_2 'nin kullanılması, manifolda veya porta püskürtme yapılarak H_2 'nin kullanılması ve direkt püskürtme ile H_2 'nin kullanılması yöntemleridir.

Karbürasyonla H_2 yakıtının doğrudan içten yanmalı motorlarda kullanılması üzerine bazı araştırmacılar [15] çalışmalar yapmışlardır. Kahraman ve diğerleri [15], Fiat lisanslı, Tofaş 124 tipi, 4 silindirli, 4 stroklu, 1197 cc'lik, Solex tipi karbüratörlü bir motorda hidrojen yakıtı ile benzin yakıtını karşılaştırmışlardır. Bu çalışmada, emme

manifoldunun 4 cm gerisinden su püskürtülerek alev tepmesi ve NO_x emisyonlarının artışı engellenmiştir. Ancak, H_2 ' nin motorda kullanılmasıyla oluşabilecek alev tepmesi ihtimaline karşın, motor 2600 d/d hızın altında çalıştırılmamıştır. Çalışmada, 200 bar' lık tüp ilk kademedede 30 bar' a düşürülmüş, ikinci kademedede ise atmosfer basıncına düşürülerek motora gönderilmiştir. Deney sonuçlarına göre, özellikle düşük hızlarda H_2 kullanılmasıyla güç kaybı meydana gelmiştir. 1. ve 2. yasa verimleri, benzine oranla daha yüksek çıkmıştır ve manifolda su püskürtme sayesinde NO_x emisyonları 10 kat daha düşük olmuştur. H_2 ' nin motorda kullanılması ile, CO ve HC emisyonları, çok az miktarda yağlama yağının silindir içinde yanması sonucu, küçük bir miktar açığa çıkmıştır.

Bazı araştırmacılar [2], [16], LPG-CNG enjektörleri kullanarak manifolda veya porta H_2 püskürtmüşlerdir. Sopena ve diğerleri [2], H_2 yakıtını manifolda gaz enjektörleri ile püskürtme yaparak göndermişlerdir. Çalışmalarda, 4 silindirli, çok noktadan porta püskürtmeli, 1.4 L silindir hacmindeki Polo marka benzinli motor kullanılmıştır. Yapılan çalışmada, motorun emme manifoldu, enjektörler ve elektronik kontrol ünitesinde bir takım değişikliklere gidilmiştir. Çalışmada, H_2 ' nin geniş tutuşabilirlik sınırlarına sahip olmasından da yararlanılarak, fakir karışımlarda H_2 ' nin kullanılmasıyla termik verim ve emisyonlarda birtakım iyileşmeler gözleneceği için, motorun hava fazlalık katsayısı 1.6 ile 3 arasında tutulmuştur. Ateşleme ve püskürtme avansları, motorda herhangi bir alev tepmesi veya vuruntu olmayacak ve NO_x emisyonları mümkün olduğunca düşük tutulacak şekilde seçilmiştir. Yapılan çalışma ile H_2 ' nin motorda kullanılmasında hava fazlalık katsayısının 2' den küçük olduğu durumlarda, ateşleme avansının NO_x emisyonları üzerinde oldukça etkili olduğu gözlemlenmiştir. Yapılan çalışma neticesinde, H_2 ' nin motorda kullanılmasıyla güçte ve momentte bir miktar düşüş gözlemlenirken, termik verim ve emisyonlarda ise iyileşme gözlemlenmiştir.

Karagöz ve diğerleri [16], tek silindirli, 4 stroklu, 1.1 L, Dizel bir motorun, üretici firma tarafından buji takılarak ve manifolda CNG-LNG enjektörünün tek noktadan püskürtme yapacak şekilde yerleştirilmesiyle, Otto çevrimine göre motoru çalıştırmışlardır. Yapılan çalışmada, yalnız H_2 yakıtı ile, hacimce %20 H_2 ve %80 CH_4 gaz karışımı yakıtı karşılaştırılmıştır. Çalışmalar esnasında, tam yük kademesinde uzun süreli çalışmalarda alev tepmesi meydana gelmiştir; ancak bunun dışındaki çalışmalarda herhangi bir alev

tepmesi, ön ateşleme veya vuruntu ile karşılaşmamıştır. Çalışma neticesinde, yalnız H_2 yakıtı kullanılmasıyla, H_2 - CH_4 karışım yakıtına göre daha az güç ve tork elde edilmiştir, ancak emisyonlarda NO_x de dahil olmak üzere bir miktar iyileşme sağlanmıştır.

Bazı araştırmacılar [3], [12], [13], [17] ise, silindir içerisine direkt püskürtme yaparak H_2 yakıtını göndermişlerdir. Motorlarda emme manifolduna H_2 püskürtüldüğü zaman, ön ateşlemeden ötürü alev tepmesi veya vuruntu meydana gelebilir. Bu tarz sorunları aşmak ve daha yüksek güç ve termik verim elde etmek için, H_2 ' nin silindirlere direkt püskürtme yöntemi ile gönderilmesi uygundur. Silindir cidarındaki sıcak bölgeler, bujiler, silindirdeki karbon birikintileri ve egzoz supabı alev tepmesine neden olabilir [13].

McAlister ve diğerleri [13], direkt püskürtme yapabilen bir enjektör ve aynı zamanda buji sistemi geliştirmiş ve motorda test etmişlerdir. Çalışmalar esnasında gaz keleşi kullanılmamıştır ve böylece verim artmış ve güç çıkışındaki düşüşün önüne geçilmiştir. H_2 silindirlere girer girmez bujiyle ateşlenir ve bu da geç püskürtme ve geç ateşleme yapılmasına olanak tanır. Ayrıca, H_2 ' nin ilk girişte zengin, daha sonra fakir olması sağlanarak termik verimde ve NO_x emisyonlarında iyileşme sağlanmıştır. H_2 yakıtının kullanılması ile HC, CO, CO_2 gibi emisyonların oluşmamasıyla beraber, NO_x emisyonlarının oluşmasında da bir miktar azalma sağlanmıştır. Ayrıca CH_4 yakıtı ve H_2 - CH_4 karışım yakıtının emisyonları da test edilmiş ve benzine oranla iyileşme gözlemlenmiştir.

Lambe ve diğerleri [12], tek silindirli benzinli bir CFR motorunda, enjektörlerden gönderilen H_2 gazı miktarı ayarlanmıştır. Daha sonra, çalışmalar 4 silindirli, 2 L bir Ford Pinto motorunda sürdürülmüştür. Elde edilen sonuçlara göre, motor haritası H_2 ve benzin için oluşturulmuştur. Örnek taşıt için uygun transmisyon oranları belirlenmiş ve depo gereksiniminden dolayı taşıtın %10 ağırlaşıcağı kabul edilmiştir. Sonuçlara göre, maksimum moment eğrisi H_2 ' de benzine oranla %23 ile %35 arasında daha düşüktür. Ancak US-FTP çevriminde %70' e varan verim artışı, CVS-C çevriminde ise %63' e varan verim artışı söz konusudur. Meydana gelen bu verim artışı, kısmi yüklerde gaz keleşi kullanılmamasından ve H_2 ' nin kendine has üstün özelliklerinden kaynaklanmaktadır. HC, CO, CO_2 emisyonları gözükmezken, NO_x emisyonlarının ise benzine oranla daha düşük miktarda açığa çıktığı bulunmuştur.

Fhuruma ve diğerleri [3] ise, iki ayrı tipte H_2 direkt püskürtme yöntemi kullanmışlardır. İlkinde, sıkıştırma stroğunun başlangıcında, H_2 silindir içerisine 10 bar basınçta enjektörlerle püskürtülmüştür. Çalışmalar esnasında herhangi bir alev tepmesi gözlenmemekle beraber, benzine oranla %20' ye varan güç artışı elde edilmiştir. Diğer yöntemde ise, 80 bar ve üstündeki basınçlarda, ÜÖN' ya yakın bir yerde püskürtme ve ateşleme yapılmıştır. Çalışmalarda herhangi bir alev tepmesi veya vuruntu meydana gelme olasılığı bulunmamasından dolayı, sıkıştırma oranı 12:1' den 15:1' e çıkarılmıştır. H_2 yakıtı, sıvı jeti halinde silindir içine püskürtülerek gönderilebilir, ancak H_2 'nin yoğunluğunun düşük olması nedeniyle jet hızı oldukça düşüktür. H_2 ' nin yanmasında, H_2 ' nin püskürtülmesi, hava ile karışması, alev çekirdeğinin oluşması, alevden ısının diğer jete transfer olması H_2 ' nin sıvı fazda silindir içine gönderilmesi durumunda oldukça yavaştır. Bu yüzden H_2 ' nin silindir içerisine gaz fazda gönderilmesi yanma açısından daha olumludur. Sıkıştırma ile ateşleme, pratikte H_2 ' nin yüksek kendi kendine tutuşma sıcaklığından dolayı oldukça zor olduğundan, sıcak yüzey ile veya bujilerle ateşleme yöntemleri kullanılabilir. Her iki yöntem de uygulanabileceği halde, buji kullanılması yakıt tüketimi, ön ateşleme olasılığının ortadan kalkması ve durabilite açısından daha uygundur. Direkt püskürtmeli motorlarda, yüzey sıcaklığı 900 °C veya üzerinde ise, sıcak bölge ateşlemesi kullanılabilir. Ancak, malzemenin ömrünün kısılmasından, elektrikle ısıtmaya oldukça yüksek enerji harcanmasından, ön ateşleme, vuruntu ve alev tepmesi gibi durumların açığa çıkma olasılığından dolayı, pratikte bu yöntem kullanılmaz. Yapılan çalışmada, H_2 sıvı halde depolanmıştır. Ancak, pompa ile hatta doğru tahliye edilen H_2 gazı soğuk gaz halini aldığından ısıtıcı ile enjektörlere girmeden önce oda sıcaklığına ısıtılmıştır. 10 bar basınçta, sıkıştırma stroğunun ilk kısımlarında püskürtme yapılan çalışmada buji kullanılması önem taşır. Çünkü, 1.2 hava fazlalık katsayısından daha zengin karışımlarda erken ateşleme meydana gelebilir. Eğer, püskürtülen yakıt sıcaklığı 0 ile -50 °C sıcaklıkları arasında ise, bu olasılık ortadan kalkar. Aynı çalışmanın 2. kısmında ise, 4 silindirli, 4 stroklu, direkt püskürtmeli, 3 L toplam silindir hacimli, 18:1 sıkıştırma oranına sahip, Nissan marka Dizel motor, sıkıştırma oranı 13.5:1' e düşürülerek ve gaz enjektörleri ve bujilerin yerleştirilmesiyle Otto çevrimine göre çalıştırılarak kullanılmıştır. Sıkıştırma oranı, düşük NO_x eldesi ve termik verim arasında optimizasyona gidilerek seçilmiştir. 100 bar basınçta H_2 silindir içerisine gönderilmiş ve ateşleme avansı ile püskürtme avansı optimize edilmiştir. Çalışma

sonucunda püskürtme avansı ve ateşleme avansı ÜÖN' dan 6 °KMA avansla yapılırsa, basınçta düzenli bir artış elde edilmiştir. Ateşleme avansı ÜÖN'ya 3 °KMA kala yapıldığında, ani ve dalgalı bir basınç artışı ve eksik yanma gözlemlenmiştir.

Koyanagi ve diğerleri [17], tek silindirli, 625 cc' lik, Dizel bir motorun kafasına direkt püskürtme için gaz enjektörleri ve buji takarak, motoru Otto çevrimine göre çalışabilecek hale getirmişlerdir. Çalışmada silindir içi basınçlar ile yanma odası içerisinden yüksek hızlı kamera ile elde edilen veriler karşılaştırılmıştır. Yanma fazları fotoğraflandığında, ilk olarak H₂ jeti geçerken ateşleme yapılmış, ardından ise, H₂ jeti geçtikten sonra ateşleme yapılmıştır. H₂ jeti geçerken yapılan ateşlemede, daha kısa sürede ve daha düzenli bir yanma gerçekleştiği gözlemlenmiştir. İlk çalışmada, püskürtme ÜÖN' dan 16 °KMA önce, ateşleme ise 15 °KMA önce yapılmıştır. 2. çalışmada ise, püskürtme avansına dokunulmazken, ateşleme avansı 1 °KMA daha geciktirilmiştir. İlk çalışmada, ateşleme H₂ jetinin buharına yapıldığından daha kontrollü bir yanma gözlenmiştir. Dahası alev cephesinin komşu alevlere sıçraması türbülans yönünde gerçekleşir. 2. çalışmada ise, H₂ jetinin geçmiş olması nedeniyle, daha düzensiz bir basınç artışı ve kontrolsüz bir yanma, hem silindir içi basınç verilerinden, hem de fotoğraflardan anlaşılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda püskürtme avansı, ateşleme avansı ve aralarındaki ilişkinin önem taşıdığı ortaya konulmuştur.

H₂' nin Otto çevrimiyle çalışan motorlarda ek yakıt olarak kullanılması, bazı araştırmacılar [1], [18], [19], [20], [21], [22] tarafından incelenmiştir. Yapılan çalışmalarda, H₂ kaynağı olarak yüksek basınçlı ve metal hidrür tüpler kullanılabileceği gibi, alkalın elektrolizör de kullanılabilmektedir. Changwei ve diğerleri [18], H₂' nin fakir karışımlarda ek yakıt olarak kullanılmasının motor performansı ve emisyonlara etkilerini incelemiştir. Çalışmaları 4 silindirli, 1.6 L, benzinli, Hyundai marka motor üzerinde yapmışlardır. Benzinli motorda, H₂ porta püskürtülmüş ve ikinci bir EKÜ' den yararlanılmıştır. Ateşleme avansı, H₂ ve benzin püskürtme süreleri ve avansları ayarlanmıştır. Motor 1400 d/d sabit hızda çalıştırılmış ve emilen taze dolgunun hacimsel olarak %3' ü kadar H₂ gönderilerek, sırf benzinli çalışma ile 1.2 ve 1.4 hava fazlalık katsayısı değerleri için karşılaştırılmıştır. Gönderilen H₂ miktarına bağlı olarak ve hava fazlalık katsayılarına göre benzin enjektörlerinin açık kalma süresi bir miktar düşürülmüştür. Her bir deney şartı için maksimum tork alınacak şekilde ateşleme

avansı ayarlanmıştır. Deney sonuçlarından, düşük yüklerde ortalama efektif basıncın H_2 ilavesiyle arttığı, termik verimin ise H_2 ilavesiyle düşük yüklerde daha çok arttığı bulunmuştur. Ayrıca H_2 ilavesiyle HC, CO, CO_2 emisyonları düşerken, NO_x emisyonlarının ise arttığı gözlemlenmiştir. Özellikle düşük yüklerde, H_2 'nin yanma ve emisyonlar üzerinde daha olumlu etkisinin olduğu gözlemlenmiştir.

Changwei ve diğerleri [19], bir başka çalışmada benzinli bir motorda, rölanti şartlarında ek yakıt olarak H_2 kullanılmasının emisyonlar ve termik verim üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Yapılan çalışmalara göre, benzinli motorların rölanti şartlarında düşük termik verimde çalışmaları ve bol miktarda emisyon yaymalarından ötürü kötü bir performans sergilediğinden ve bir motorun ortalama yakıt tüketiminin %30'unu rölanti şartlarında tüketmesinden dolayı, çalışmalarını rölanti şartlarında ek yakıt olarak H_2 ilavesi üzerine sürdürmüşlerdir. Yapılan çalışmaya göre, emme stroğunda emilen taze dolgunun %3'ü kadar H_2 'nin rölanti şartlarında ve 1.37 hava fazlalık katsayısı ile gönderilmesiyle, termik verimin %13.81'den %20.20'ye çıktığını, H_2 ilavesiyle karışım yakıtın tutuşabilirlik sınırlarının genişlemesinden ve yüksek alev hızından dolayı HC ve CO emisyonlarının düştüğünü, aynı zamanda silindir içi pik sıcaklığının düşmesinden dolayı NO_x emisyonlarının da bir miktar düştüğünü bulmuşlardır. Bazı araştırmacılar ise, H_2O 'nun elektrolizi ile, düşük debide H_2 'nin motora gönderilmesiyle yanma performansının iyileşebileceğini iddia etmişlerdir.

Karagöz ve diğerleri [22], 4 silindirli, 1.1 L hacmindeki, çok nokta püskürtmeli bir Peugeot 206 motoruna rölanti şartında ek yakıt olarak alkalın bir elektrolizör tarafından üretilen H_2 'yi göndermişlerdir. Yapılan çalışmada, rölanti şartında 0, 1.6, 3.3, 5, 6.7 L H_2 emme manifoldundan motora ek yakıt olarak gönderilmiştir. Çalışmalar esnasında motor EKÜ' süne herhangi bir müdahalede bulunulmamıştır. Elde edilen sonuçlara göre, motordan rölanti şartlarında elde edilen tork, güç, motor hızı ve verim artmıştır. CO_2 ve HC emisyonlarında bir miktar düşüş gözlemlenirken, NO_x ve CO emisyonlarında bir miktar artış gözlemlenmiştir. Karagöz ve diğerleri [1], benzinli bir motora ilk olarak alkalın bir elektrolizörden ek yakıt olarak H_2+O_2 göndermişler, ardından yüksek basınçlı H_2 tüpünden çift kademeli regülasyonla emme manifolduna emilen taze dolgunun %4 ve %8'i kadar H_2 göndermişler ve elde edilen sonuçları 2000 ile 4500 d/d motor hızı aralıkları için birbirleriyle ve sadece benzin yakıtıyla

karşılaştırmışlardır. Çalışmalarının sonucunda, ek yakıt olarak elektrolizör ünitesinden elde edilen H_2+O_2' nin kullanılmasının motorun tork, güç, termik verim ve emisyonları için daha yararlı olabileceğini bulmuşlardır. Ek yakıt olarak yüksek basınç tüpünden regülasyonla gönderilen H_2 kullanımında, performans ve emisyon değerlerinin O_2 gönderilmeyerek aşırı zengin karışım oluşmasından dolayı benzine göre olumsuz çıktığını belirtmişler ve motor EKÜ' süne müdahalede bulunarak benzin enjektörlerinin açık kalma süresinin düşürülmesiyle performans ve emisyon açısından olumlu sonuçlar alınabileceğini öngörmüşlerdir.

Bazı araştırmacılar [14], [23], [24], [25], [26], ön karışimli, homojen dolgulu sıkıştırılmalı ateşlemeli (HCCI) motorlarda ve Dizel motorlarda H_2' nin kullanılması üzerine çalışmışlardır. Ancak bu çalışmalarda ateşleme zamanlamasının kontrolü üzerine çeşitli zorluklar yaşamışlardır.

Szwaja ve diğerleri [24] HCCI (homojen dolgulu sıkıştırılmalı ateşlemeli) motorlarda saf H_2 ile yanma ve dizel motorlarda H_2 -motorin çift yakıtının yanması incelenmiştir. %0 ile %17 arasında enerji içeriği olarak H_2 gönderilmiştir. %17 enerji içeriği olarak H_2 gönderildiğinde, stokiyometrik şartlarda, dizel vuruntusu için olumsuz etkisinin olduğu bulunmuştur. Küçük miktarlarda H_2 (%5 enerji içeriği) gönderildiği zaman, tutuşma gecikmesi düşmüş ve basınç artışı azalmıştır. H_2' nin dizel motorlarda kullanılması ile dizel yakıt spreyinin heterojenliğinin düştüğü görülmüştür. Tutuşabilir karışımın daha homojen olmasından dolayı yanma prosesi iyileşir. Bununla birlikte H_2' nin dizel motorlarda kullanılması bazı dezavantajları da beraberinde getirmiştir. H_2' nin dizel motorlarda kullanılması ile dizel motorlarının yüksek sıkıştırma oranlarından dolayı, dizel vuruntusu ihtimali artar. Silindir içerisinde lokal olarak bazı bölgelerde yüksek basınç artışı meydana geleceğinden, yüksek mekanik ve ısıl gerilmeler oluşur. Ayrıca silindir içerisinde meydana gelen yüksek basınç ve sıcaklıklardan dolayı, oluşan NO_x miktarı artar. Çalışma sonucunda ise, H_2' nin HCCI motorlarda kullanılabilmesi için, en az 16:1 sıkıştırma oranına ihtiyaç duyulduğu, ayrıca stokiyometrik şartlarda HCCI motorda H_2' nin kullanılması ile büyük bir yanma vuruntusu olduğu gözlenmiştir. Ayrıca, HCCI motorlarda H_2' nin kullanılması ile yanma başlangıcının kontrol edilememesi nedeniyle düzensiz bir yanma olduğu bulunmuştur.

H_2' nin HCCI motorlarda doğrudan kullanılması yerine, pilot püskürtme yapılarak H_2' nin Dizel motorlarda kullanılmasıyla, daha kontrollü bir yanma oluşacağı görülmüştür.

H_2' nin dizel motorlarda kullanılması, kullanım yöntemine göre temel olarak iki ayrı sınıfa ayrılır: pilot püskürtme yöntemi ile H_2' nin dizel motorlarda kullanılması ve emme havasından emilen taze dolgunun ısıtılmasıyla H_2' nin Dizel çevrimiyle kullanılmasıdır.

Antunes ve diğerleri [14], Dizel motorlarda emme havasının ısıtılması ile sıkıştırılmalı ateşleme üzerine çalışmışlardır. Yapılan çalışmada, konvensiyonel bir Dizel motor, hidrojen silindir içerisine direkt püskürtülecek şekilde modifiye edilmiştir. Daha önce yapılan çalışmalarda, H_2 yakıtı motorin ile birlikte yakıldığında, NO_x emisyonlarında artış gözlemlenmiştir. Ancak bu çalışmada, H_2' nin yüksek alev hızı ve oldukça fakir karışımlarda yanabilme özelliğinden yararlanılarak, NO_x emisyonlarında düşüş gözlemlenmiştir. H_2' nin Dizel motorlarda kullanılması ile ilgili yapılan çalışmalarda, genelde emme manifoldundan H_2 gönderilmesi ile ve pilot motorin püskürtme ile ateşleme yapıldığından, çift yakıt deposuna ve çift yakıt sistemine ihtiyaç duyulur. Ancak yapılan çalışmada, emme havasının ısıtılmasıyla ve H_2' nin direkt yakıt olarak silindirlere gönderilmesiyle, çift depo ve yakıt sistemi gereksinimi ortadan kalkmıştır. Ayrıca H_2' nin silindirlere direkt püskürtülmesi ile, güç düşüklüğü ve alev tepmesi gibi sorunların önüne geçilmiştir. Ancak buji kullanılmadan ve emme havasının ısıtılmasıyla sıkıştırma strokunda püskürtülen H_2 ile sıkıştırılmalı ateşleme gerçekleşmesinden dolayı, tutuşma gecikmesinin uzaması ve ani basınç artışı gibi sorunlarla karşılaşmıştır. Deutz marka, F1L511 tipi, tek silindirli, 17:1 sıkıştırma oranına sahip bir motor kullanılmış ve deney motorunun hızı 2100 d/d' da sabit tutulmuştur. H_2 enjektörü olarak, hidrolik sistem ile tahrik edilebilen üç yollu selenoid valf kullanılmıştır. H_2' nin yüksek kendi kendine tutuşma sıcaklığından dolayı, emme havası 3.5 kW' lık ısıtıcı ile 120 °C sıcaklığına ısıtılmıştır. Enjektörlerin basıncı, ÜÖN' dan 40 °KMA kadar önce 30 bar püskürtme basıncı ile başlayıp, püskürtme sonunda 80 bar' a kadar çıkabilmektedir. Deneylerde, 2100 d/d sabit motor hızında, değişik hava fazlalık katsayısı ve püskürtme avansında çalışılmıştır.

Tsujimura ve diğerleri [27] yapmış oldukları çalışmada, 1100 K değerinin altındaki sıcaklıklarda, H_2' nin tutuşma gecikmesinin ciddi şekilde arttığını bulmuşlardır. 1100 K' den düşük sıcaklıklarda, H_2' nin tutuşma gecikmesinin Arrhenius'a doğrudan bağlı

olduğu, 1100 K' nin üzerindeki sıcaklıklarda, tutuşma gecikmesinin sıcaklığa olan bağımlılığının azaldığı bulunmuştur. Bu da emilen taze dolgunun ısıtılması gereksinimini açıklamaktadır. Elde edilen sonuçlara göre, emme havasının ısıtılarak emilen hava kütesinin düşürülmesine rağmen, H_2 ' nin kütsel alt ısı değerin oldukça yüksek olmasından dolayı, H_2 yakıtlı motor konvensiyonel Dizel motora göre, %14 daha yüksek güce sahiptir. Termik verim H_2 kullanımı ile %28' den %43' e çıkmıştır. Bunun en büyük nedeni ise, soğutma suyuna giden ısı azaltılmasıdır. NO_x emisyonlarında ise, %20' ye varan azalma gözlemlenmiştir.

Bazı araştırmacılar [4], [10] ise, ana yakıt olarak H_2 kullanıp, Dizel bir motorda çok az bir miktar motorinle pilot püskürtme yaparak veya Dizel bir motora ek yakıt olarak az bir miktar H_2 göndererek çalışmalarını sürdürmüşlerdir.

H_2 'nin dizel motorlarında emme manifoldundan emilen havaya LPG-CNG enjektörleri ile elektronik kontrollü püskürtülmesi ve çok az bir miktar motorin ile pilot püskürtme yapılarak ateşlemenin gerçekleşmesi, H_2 'nin dizel motorlarda en kolay ve en güvenilir uygulama yöntemi kabul edilir [10].

H_2 ' nin geniş tutuşabilirlik sınırlarına ve yüksek yanma oranına sahip olması motorin- H_2 çift yakıtının daha üstün özellik kazanmasını sağlar [28]. Dahası, H_2 yüksek laminar alev hızına sahip olmasından dolayı, termodinamik açıdan çevrimin ideal koşullara daha çok yaklaşmasını sağlar [29]. H_2 'nin yüksek difüzyon hızı ($0.61\text{cm}^2/\text{s}$) sayesinde, hava ile H_2 daha iyi karışım oluşturabilir.

Dizel motorlarda H_2 yakıtı genellikle emme stroğu esnasında emme manifolduna püskürtülür. Pilot motorin püskürtme ile ateşleme gerçekleştirilmesi, dizel motorlarda H_2 için en güvenilir ve basit yöntemdir [4].

Saravan ve diğerleri [30], stasyonier bir Dizel motorda, motorin yakıtı ile pilot püskürtme yaparak H_2 yakıtını kullanmışlardır. Daha düşük miktarda is, partikül madde ve NO_x açığa çıktığı gözlemlenmiştir. Termik verimdeki artışla, daha az yakıt tüketimi elde edilmiştir. %50 enerji oranında H_2 gönderildiğinde, NO_x emisyonları 2762 ppm' den 515 ppm'e düşmüştür. Tam yükte ise, NO_x emisyonlarında çok az bir miktar düşüş gözlemlenirken, is emisyonları %50 azalmıştır. Termik verim ise, %30 H_2 gönderildiğinde, %23' ten %28' e yükselmiştir. Saravan ve diğerleri [31] bir başka

alışmasında, tek silindirli dizel bir motorda emme manifolduna H_2 püskürtmüşlerdir. %75 yük koşulunda, H_2 /motorin çift yakıtının veriminin %15 arttığını bulmuşlardır. Emisyonlarda genel olarak ciddi düşüşler gözlemlenirken, yalnızca NO_x emisyonlarında %1-2 gibi bir artış gözlemlenmiştir. Boretti [29] dizel bir motorda, dizel enjektörlerini hem H_2 hem dizel gönderecek şekilde modifiye etmiştir. Ortalama efektif basıncın 25 bar' dan 35 bar' a çıktığı ve termik verimin %40 arttığı bulunmuştur.

Lilik ve diğerleri [32], 2.5L toplam silindir hacmine sahip, 4 silindirli, turboşarjlı, common-rail sistemli bir motorda, H_2 ' nin ek yakıt olarak kullanılmasını incelemişlerdir. %0, %2.5, %5, %7.5, %10 ve %15 enerji içeriği olarak motorin yerine H_2 göndermişlerdir. %25 ve %75 yük kademelerinde yapılan çalışmada, 1800 ve 3600 rpm motor hızında emisyon ve motor performansı incelenmiştir. Motorun kendi EKÜ' sünde önemli miktarda püskürtme gecikmesi gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Başta NO_x olmak üzere, tüm emisyonların önemli ölçüde azaldığı görülmüştür. Ayrıca, açığa çıkan NO_x emisyonlarındaki NO/NO_2 oranının değiştiği, NO emisyonu azalırken, NO_2 emisyonun ise arttığı bulunmuştur. Gomes Antunos ve diğerleri [14], H_2 ' nin Dizel motorda ek yakıt olarak kullanılmasıyla, %43 termik verimde artış ve %20 NO_x ' lerde düşüş gözlemlenmiştir.

McWilliam ve diğerleri [33], dizel motorda H_2 ilavesinin termik verim ve emisyonlar üzerine etkisini EGR ile beraber incelemiştir. H_2 ilavesiyle, NO_x emisyonları artmış ve termik verim iyileşmiştir. 5.4 bar ortalama efektif basınçta, %10 EGR' de hacimsel olarak %6 H_2 ilavesiyle, termik verim %23.8' den %30.7' ye yükselmiştir.

Lata ve diğerleri [28], 4 silindirli, turboşarj ve intercooler' lı motora, H_2 ve LPG- H_2 yakıtlarını emme manifoldundan göndermiş ve pilot motorin püskürtme yöntemi kullanmıştır. H_2 ' nin %30 oranında enerji içeriği olarak motorin ile yer değiştirmesiyle, termik verimde %17' lik bir artış gözlemlenmiştir. Ayrıca %40 enerji içeriği olarak LPG/ H_2 (hacimsel olarak %70 LPG ve %30 H_2) karışım yakıtı gönderilmesiyle, termik verimde %27 artış ve HC emisyonlarında %68 düşüş gözlemlenmiştir.

Bose [10]ve diğerleri, tek silindirli, 4 stroklu, dizel bir motora 0.15 kg/h ek yakıt olarak H_2 ' yi emme manifoldundan selenoidlerle kontrol ederek göndermişlerdir. %20, %40, %60 ve %80 yük koşullarında sabit miktarda H_2 (0.15 kg/h) ek yakıt olarak gönderilmiştir. Tüm çalışma koşullarında NO_x ' lerde bir miktar artış gözlemlenmiştir.

Bunun üzerine NO_x emisyonlarını düşürmek için %10 ve %20 EGR kullanılmıştır. Termik verimin H_2 ilavesiyle, H_2' nin yüksek alev hızı sayesinde arttığı bulunmuştur. H_2 ile beraber EGR kullanılmasında ise, termik verim bir miktar düşmüştür, ancak yine de, sadece motorin yakıtına göre daha yüksek termik verim elde edilmiştir. HC, CO, CO_2 ve is emisyonlarında ciddi miktarda düşüş gözlemlenirken, yalnızca NO_x emisyonlarında artış gözlemlenmiştir; ancak NO_x emisyonları da EGR ile kontrol altına alınmıştır.

Masood ve diğerleri [34], H_2' yi değişik oranlarda dizel motora göndermiş ve ateşlemeyi pilot motorin püskürtme ile sağlamıştır. Motorin gibi petrol türevi yakıtların fakir karışımında yanmasında açığa çıkan zor tutuşma, düşük güç çıkışı gibi sorunlar alev sönme bölgesinin iyileşmesi ile aşılmıştır.

Heffel ve diğerleri [35], 4 silindirli, Ford, ZETEC motoruna H_2' yi ek yakıt olarak göndermişlerdir. 0.78 kg/h ve 1.63 kg/h H_2 , 1500 d/d motor hızında, EGR ile beraber kullanılmıştır. Deney sonuçlarında başta NO_x olmak üzere, bütün emisyonlarda iyileşmeler gözlemlenmiştir.

Saravan ve diğerleri [31], dizel bir motorda EGR ile beraber yapmış oldukları çalışmada, 20 L/dak H_2' yi ek yakıt olarak göndermişlerdir. Başta is partikülü ve NO_x emisyonları olmak üzere, tüm emisyonlarda düşüş gözlemlenmiştir.

Varde ve Frame [36], direkt püskürtmeli, tek silindirli, Dizel bir motorda, ek yakıt olarak H_2 göndermiş ve is emisyonlarının düştüğünü bulmuştur. %12.5 enerji içeriği olarak motorin yerine H_2 kullanılmasıyla termik verim %30.5' ten %33.7'ye çıkmıştır. Ancak %5' ten küçük enerji içeriğine sahip H_2 ilave edildiğinde termik verim düşmüştür. Bunun nedeni, oldukça fakir H_2 /hava karışımından dolayı, alev ilerlemesinin tam olarak gerçekleşmemesiyle, H_2' nin yanma veriminin düşmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. H_2' nin ek yakıt olarak kullanılmasıyla, yanma fazının düşürülmesiyle ve yanma süresinin kısılmasıyla termik verim artar.

Shirk ve diğerleri [37], testlerin ilk kısmında, 1.3 L toplam silindir hacminde, 53 kW, common rail sistemli, stasyonier Dizel bir motor eddy-current dinamometre ile yüklenmiştir. %20 biyolojik kökenli, %80 motorin yakıtı (B20) kullanılarak, emme manifoldundan H_2 gönderilmiştir. Toplam yakıt enerjisinin %0, %5 ve %10' u kadar enerji içeriğine sahip H_2 gönderilmiştir. Testlerin ikinci kısmında ise, 2005 model,

Chevrolet Equinox marka, benzinli motorlu aracın motoru, 1.3 L, 66 kW Dizel bir motorla değiştirilmiş ve şehir içi bir çevrimde şasi dinamometresinde koşturulmuştur. Her iki testte de, termik verim açısından önemli bir fark görülmezken, NO_x ve diğer egzoz emisyonlarında bir miktar düşüş gözlemlenmiştir. B20 yakıtı ile stasyonere motorda yapılan testlerde, %10 enerji içeriği olarak H_2 gönderildiğinde, NO_x emisyonlarının düştüğü gözlemlenirken, termik verimde kayda değer bir değişiklik gözlemlenmemiştir. Testlerin 2. kısmında, taşıtın UDDS/505 seyir çevrimi ile koşturulması ve %10 enerji içeriğine kadar H_2 gönderilmesiyle NO_x 'lerin düştüğü; ancak termik verimin de bir miktar düştüğü görülmüştür.

Kumar ve diğerleri [38], H_2 ilavesinin tek silindirli bir motorun yanma prosesine etkisini incelemişlerdir. H_2 ilavesiyle tutuşma gecikmesi ve pik silindir içi basınçlar artmıştır. Bitkisel yağ ile çalışan Dizel bir motora, kütleli olarak %5 oranında H_2 ilave etmişler ve 3.9 BSU (Bosch Smoke Unit) olan is miktarı, 2.7 BSU değerine düşmüştür. NO emisyonu, 775 ppm'den 895 ppm'e artmıştır. %40 yükte, %5 kütleli oranda H_2 gönderilmesiyle, NO emisyonunda ciddi bir değişiklik gözlemlenmemiştir.

Roy ve diğerleri [39], tek silindirli dizel bir motorda, H_2/CO gaz karışımlarını pilot motorin püskürtme ile ateşlemişlerdir. Püskürtülen H_2 yakıtı miktarı, enerji içeriği olarak %3.5 ile %6.5 arasında değişmektedir. Motor normal işletme koşullarında çalışırken, benzinli motorlara benzer şekilde tek fazlı bir yanma gerçekleştirmiştir. Buna rağmen motorun tam yük kademesinde, 2 fazlı yanma prosesi gözlemlenmiştir. Yanmanın tam ortasında 2. bir ısı açığa çıkış oranına rastlanmıştır. Çalışmanın sonucunda, daha yüksek ısı açığa çıkış oranı pikinin açığa çıktığını ve termik verimin iyileştiğini bulmuşlardır. Liew [4] ve diğerleri, ek yakıt olarak H_2 ilavesinin termik verim ve emisyon üzerindeki etkisini yorumlamak için, tutuşma gecikmesi, ısı yayılımı ve yanma fazını incelemişlerdir. Çalışmalarında, ısı yayılımı 0 boyutlu ve tek bölgeli yanma modeli ile bulunmuştur. Uniform basınç, sıcaklık ve ideal gaz kabulü ile Woschni denkleminde yararlanılarak ısı açığa çıkış oranı hesaplanmıştır. Sadece motorinin yanmasıyla, ön karışimli yanmanın difüzyonlu yanmayı izlediği 2 fazlı yanma gerçekleşmiştir. H_2 'nin ilavesiyle, ön karışimli yanmanın bir miktar geciktiği ve ön karışimli yanmanın ısı yayılımının bir miktar düştüğü bulunmuştur. H_2 ilavesi ile, difüzyonlu yanmadaki basınç artışı oranının önemli ölçüde arttığı bulunmuştur.

Lambe ve diğerleri [12] tek silindirli Petter' s PH1W direkt püskürtmeli dizel motorda, H_2 -motorin çift yakıtını kullanmıştır. H_2 emme portundan silindir içersine taze dolgu halinde gönderilmiştir. Motorin çok az miktarda yalnızca ateşleme amacıyla kullanılmıştır. Volümetrik verim, H_2 ' nin emme portundan gönderilmesinden dolayı, %30' a yakın düşmüştür. Elde edilen sonuçlar, uygun transfer fonksiyonları ile, 8 silindirli (V8), doğal emişli Caterpillar motoruna uyarlanmıştır. Tır için hem sıvı hem de hidrür olarak H_2 ' nin depolanması ile US-FTD çevrimi ile elde edilen sonuçlara göre, termik verimde %2.7 artış, CO_2 emisyonunda %85 düşüş, NO_x emisyonunda da %60 düşüş gözlemlenmiştir.

Miyamoto ve diğerleri [40] birim çevrimde açığa çıkan ısıyı sabit tutarak, H_2 oranını değiştirmişlerdir. Tek silindirli, direkt püskürtmeli, common rail bir motorda, EGR kullanarak testleri yapmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre, hacimsel olarak emilen havanın %3.9' u kadar H_2 ilavesiyle ve -2° motorin püskürtme avansıyla, is emisyonu 0 olarak ölçülürken, NO emisyonu oldukça düşmüş, çevrimsel farklar azalmış ve indike termik verimde bir kayıp meydana gelmemiştir. EGR ile meydana gelen is artışı, H_2 ' nin gönderilmesiyle, %50 oranında iste düşüş sağlanmıştır. Yüksek EGR şartında, geç motorin püskürtme ile H_2 ' nin is azaltıcı etkisinin arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, H_2 ilavesi ve geç motorin püskürtme ile düşük sıcaklıkta yanma meydana gelerek NO emisyonları düşerken, yakıtın yanmamış kısmında bir artış meydana gelmemiştir.

Miyamoto ve diğerleri [41] başka bir çalışmada emme havasına H_2 göndererek ÜÖN' den 12° sonra motorin püskürtülmesiyle, gönderilen H_2 miktarındaki artışla beraber NO emisyonunun da arttığını gözlemlemiştir. Bununla birlikte, motorin püskürtülmesi genişleme stroğuna kadar geciktirilirse NO emisyonunda azalma meydana geldiği bulunmuştur.

Shin ve diğerleri [42], 4 silindirli, 4 stroklu, direkt püskürtmeli (common rail) ve değişken geometrilili turboşarjlı bir motorda, motorin püskürtmeyi fazlandırarak H_2 ' nin yüksek EGR altında NO_x emisyonlarını düşürdüğünü bulmuşlardır. Deneyler sabit hız ve motorin püskürtme şartlarında (1500 d/d, 2.5 kg/h) gerçekleştirilmiştir. Geniş bir aralıkta değişen EGR şartlarında, silindirlere giren gazın sıcaklığını sabit tutmak için, emme manifoldunun sıcaklığı sabit tutulmuştur. H_2 , emme manifoldundan doğrudan emme havasına gönderilmiştir. Püskürtmenin fazlandırılması ile, 2 kademeli bir ısı çıkışı

meydana gelmiştir. Düşük sıcaklıklardaki EGR ile (%31 EGR oranında) yanma süresi uzamıştır ve silindir içi pik basınçlar düşmüştür. Bu da NO_x düşüşüne neden olmuştur.

Varde ve diğerleri [43] direkt püskürtmeli, doğal emişli Dizel bir motorda inceleme yapmıştır. Toplam yakıtın %15' i kadar enerji içeriğine sahip H_2 gönderilmiş ve sonuç olarak kısmi yüklerde %50 civarında is düşüşü ve NO_x miktarında ise bir miktar artış gözlemlenmiştir.

Tomita ve diğerleri, [44] H_2 ' yi direkt püskürtmeli Dizel bir motorda emme havasına karıştırmıştır. Testlerde, aynı hava fazlalık katsayısında, H_2 ' li ve H_2 ' siz durumlarda, çeşitli püskürtme avansları karşılaştırılmıştır. Motorin püskürtme avansı, ÜÖN' den 40 °KMA önce olarak ayarlandığında, NO_x emisyonlarında ciddi düşüşler gözlemlenir. Erken püskürtme avansı ile meydana gelen yanma sonucunda, NO_x emisyonlarında ciddi düşüşler gözlemlenirken, püskürtme avansının değiştirilmesiyle NO_x emisyonlarının artabileceği de görülmüştür. CO_2 emisyonlarında ve termik verimde ise gönderilen H_2 ' ye bağlı olarak düşüş meydana gelir.

Saravanan ve diğerleri [45] ise, Dizel bir motorda emme portuna H_2 göndermiş ve tutuşma çok az miktar pilot püskürtme ile motorin gönderilerek gerçekleştirilmiştir. H_2 akış oranı sabit tutularak, motor yükü değiştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, NO_x ve is emisyonları düşerken, termik verim artmıştır.

Lambe ve diğerleri [46], enerji içeriği olarak toplam yakıtın %65' i ile %95' i arasında H_2 göndermişler ve çok az bir miktar motorin püskürterek tutuşmayı gerçekleştirmişlerdir. Is emisyonlarında %20 ile %82 arasında düşüş gözlemlenirken, NO_x emisyonlarında %70' e varan düşüş gözlemlenmiştir.

Lata [47] ve diğerleri yapmış oldukları bir başka çalışmada, yine aynı motorda H_2 ve LPG- H_2 yakıtlarını emme manifoldundan ek yakıt olarak göndermişlerdir. Enerji içeriği olarak %30 oranında H_2 gönderilmesiyle 0.82 bar/°KMA basınç oranı artışı ve 8.44 bar silindir içi pik basıncı artışı gözlemlenmiştir. %40 enerji içeriği oranında LPG- H_2 (LPG: H_2 =70:30) karışım gaz yakıtı kullanıldığında 0.88 bar/°KMA basınç oranı artışı ve yanma süresinde 4 °KMA düşüş gözlemlenmiştir.

Yukarıda yapılan çalışmalarda da belirtildiği gibi, yapılan çalışmalar sonucunda, motor performansı, termik verim ve emisyonların ilave edilen H_2 miktarına, motor yüküne,

püskürtme avansına ve hava fazlalık katsayısına bağlı olarak değiştiği görülmüştür. Yukarıda bahsedilen çalışmaların bir kısmında H_2 gazının, pilot motorin püskürtme ile ateşlenmesiyle NO_x miktarının arttığı, bir kısmında ise NO_x miktarının düştüğü bulunmuştur. Yine termik verim açısından da aynı şekilde, bazı çalışmalarda termik verimin arttığı bulunurken, bazılarında ise termik verimin düştüğü görülmektedir. Bunun nedeni ise, enerji içeriği olarak gönderilen H_2 miktarına, pilot püskürtme yapılan motorin miktarına ve hava fazlalık katsayısına bağlı olarak; motorun yük kademesine ve motor hızına bağlı olarak emisyon ve motor performansı açısından, silindir içi basınçlar ve ısı açığa çıkış oranı da yorumlanarak sonuçların irdelenmemesidir. Yapılmış olan çalışmada, performans deneylerinde, farklı motor hızlarında iki farklı enerji içeriği olarak (toplam yakıtın enerji içeriğinin %25 ve %50' si) H_2 gönderilmiş; her bir devir için hava fazlalık katsayısı ve birim çevrimde silindirlere sokulan ısı miktarı mümkün olduğunca yakın tutulmaya çalışılmıştır. Deneylerin ikinci kısmında ise, sabit motor hızlarında (1100 d/d ve 1300 d/d) tam yükte farklı oranlarda H_2 gönderilmiş ve momentler aynı devir için mümkün olduğunca aynı tutulmaya çalışarak, H_2 oranının emisyon ve termik verim üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Ayrıca, kısmi yüklerde H_2 gönderilerek, H_2 ' nin kısmi yüklerde termik verim ve emisyonlara etkisi incelenmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Dizel motorlar, günümüzde ulaşım, ziraat ve enerji üretimi gibi birçok sektörde kullanılmakla beraber; düşük özgül yakıt tüketimi gibi sahip oldukları birçok avantaja rağmen, CO, CO_2 , HC, NO_x ve is partiküllerinden dolayı, hava kirliliği oluşturmaktadırlar. Ayrıca, son yıllarda artan motorin fiyatları ile beraber, LPG gibi gaz yakıtların dizel motorlarda kullanılmaya başlanması üzerine, LPG dönüşüm sistemi firmaları AR-GE çalışmalarına hız vermişlerdir. Geniş tutuşabilirlik sınırı, sıkıştırma oranı yüksek motorlarda kullanılabilme karakteristiği, yüksek yanma verimi, düşük tutuşma enerjisi ve düşük emisyon değerleri bakımından günümüz taşıtlarında kullanılan fosil yakıtlara göre üstün özellikleri ile H_2 , içten yanmalı motorlarda uygun bir yakıt olarak karşımıza çıkmaktadır. Ancak, dizel motorlarda H_2 gibi kendi kendine tutuşma sıcaklığı yüksek bir yakıtın tek başına kullanılması zordur. H_2 gibi gaz yakıtların dizel motorlarda kullanılmasının en uygun yöntemi, H_2 ' nin elektronik bir kontrolle CNG-LPG enjektörleri

kullanılarak emme portuna püskürtülmesi ve bir miktar motorinle pilot püskürtme yapılarak yanmanın sağlanmasıdır.

Yapılmış olan çalışma ile H_2 yakıtının motorinle beraber çift yakıt olarak dizel motorlarda kullanılmasının motor performansı, termik verim ve emisyonlara etkisi incelenmiştir. Ayrıca, yukarıda da bahsedildiği gibi, hava fazlalık katsayısı ve birim çevrimde silindirlere gönderilen ısı miktarı sabit tutularak; motor performans ve emisyon verileri ile beraber, silindir içi basınç ve ısı açığa çıkış oranı grafiklerinden de yararlanarak, kapsamlı bir çalışma yapılmıştır. Literatürde dizel motorlarda H_2 kullanımı ile ilgili sınırlı sayıda kaynak bulunmakla beraber, yapılan çalışmalarda NO_x emisyonları ve termik verimde farklı sonuçlar elde edilmiştir. Ayrıca bu çalışmada, tam yükte, sabit devirde (ESC çevrimine göre) ve aynı tork değeri için, gönderilen H_2 miktarının emisyonlar üzerine etkisi incelenmiştir. Kısmi yüklerde H_2 gönderilmesinin motor performansı ve emisyonlara etkisi de incelenmiştir.

1.3 Hipotez

Yapılmış olan çalışma ile H_2 ' nin dizel motorda pilot motorin püskürtme ile kullanılmasıyla, başta is partikülü olmak üzere, CO , CO_2 gibi emisyonlarda iyileşme olduğu, HC emisyonunda ise önemsenmeyecek değişiklikler meydana geldiği, ayrıca kısmi yüklerde H_2 gönderilmesiyle NO_x emisyonlarının düştüğü göz önünde bulundurulursa; özellikle şehir içi gibi yüksek güç talebinin olmadığı şartlarda, H_2 ve motorinin dizel motorlarda çift yakıt olarak kullanılmasının emisyonlar üzerinde olumlu etkisinin olacağı görülmektedir. Tam yük koşullarında ise, gönderilen H_2 miktarı ile orantılı olarak NO_x miktarı artmıştır. Elde edilen bu sonuçta, tam yükte, termodinamiğin birinci kanuna göre, krank açısına bağlı olarak silindir içi basınç verilerinden yararlanılarak ısı açığa çıkış oranı grafiği üzerinden, gönderilen H_2 miktarının artmasıyla kontrolsüz yanmada açığa çıkan ısı miktarında ciddi artış meydana gelirken, kontrollü yanmada açığa çıkan ısının azaldığı görülmüştür. Elde edilen bu sonuç, NO_x miktarlarının tam yük koşulunda gönderilen H_2 miktarı ile artmasını doğrulamaktadır.

BÖLÜM 2

HİDROJEN

2.1 Yakıt Olarak Hidrojen

Kasım 2007’ de ABD Ulaştırma Bakanlığı tarafından yayınlanan GUIDELINES FOR USE OF HYDROGEN FUEL IN COMMERCIAL VEHICLES Final Report’ da neden hidrojen sorusuna şu şekilde cevap verilmiştir:

- 1- Araçların egzozlarından çıkan zararlı emisyonları azaltmak,
- 2- Küresel ısınmayı olumsuz etkileyen CO₂ miktarını azaltmak,
- 3- Artan ithal yakıtlara olan bağımlılığı azaltmak [48].

Hidrojen toksik ve kanserojen olmayan bir gazdır. Fakat boğucu bir gaz olarak sınıflandırılmıştır [49].

H₂’ nin alt ısı değeri kütleli olarak oldukça yüksek olmasına rağmen, havanın sadece %7’ si kadar bir yoğunluğa sahiptir [48]. Bundan dolayı, hacimsel olarak alt ısı değeri oldukça düşüktür. Bu durum, H₂’ nin ön karışimli olarak (hava-yakıt karışımı) motorlarda çift yakıt veya ana yakıt olarak kullanılmasıyla, motor gücü ve motor momentindeki düşüklükleri ortaya koyar. Ayrıca volümetrik verimde H₂’ nin düşük yoğunluğu nedeniyle yine ön karışimli olarak kullanılmasıyla düşüş görülebilir. Fakat stokiyometrik şartta hava hidrojen karışımının laminar yanma hızı benzine göre 10 kat daha hızlıdır [50]. Hidrojenin sahip olduğu yüksek yanma hızı, ısı transferi ile kaybedilen ısı miktarını azaltırken, motorlarda kullanılması durumunda yanmanın ideale yaklaşarak verimin artmasına olanak tanır. Ayrıca H₂’ nin hızlı yanmasından dolayı görünür is oluşmaz (soot), bu da H₂ alevinin adeta görünmez olması anlamına gelmektedir [48]. Fakat yüksek yanma hızı NO_x’ i ve yanma sesinin artmasına neden olur [40]. Ayrıca

içten yanmalı motorlarda H₂'nin ana yakıt olarak kullanılmasında yeterli menzile ulaşılabilmek için boyut olarak büyük depolama tankına ihtiyaç vardır [40].

Hidrojen geniş bir tutuşabilirlik sınırına sahiptir bu da çok düşük hava fazlalık katsayısında kullanılmasına ve sonucunda düşük NO_x emisyonuna neden olur [50].

içten yanmalı motorlarda, hidrojen sahip olduğu yüksek oktan sayısı sayesinde yüksek sıkıştırma oranlarında çalışmaya olanak sağlamaktadır.

Hidrojenin yüksek kendi kendine tutuşma sıcaklığına (585 °C) sahip olmasından dolayı, içten yanmalı motorlarda kullanılabilmesi için ateşleyici bir kaynağa ihtiyaç duyulur. Bu nedenle hidrojenin dizel motorlarda kullanılabilmesi için pilot püskürtmeye ihtiyaç duyulmaktadır [32].

Hidrojenin güvenli kullanılması için hidrojenin özelliklerinin anlaşılması gerekmektedir [48].

Çizelge 2.1 Hidrojenin özellikleri [51], [52]

Yoğunluk* ^A (kg/m ³)	0,083 76
Viskozite* ^A (μPa·s)	8,81
Sıcaklık* ^B (K)	20,930
Mutlak Basınç* ^B (kPa)	101,325
Donma Noktası (K)	14
Havadaki Difüzyon Katsayısı cm ² /s	0,61
Alt Isıl Değer (MJ/kg)	119,93
Buharlaştırma Isısı (J/g)	454,6
Difüzyon Katsayısı (cm ² /s)	0,61
Yanma Isısı (kJ/g)	119,93 (düşük)
Tutuşma Sınırları* ^A (% Hacimsel)	4-75
Stokiyometrik Karışım hava/yakıt	29.53
Ateşleme Enerjisi (mJ)(havada)	0,017
Kendi Kendine Tutuşma Sıcaklığı (K)	858
Alev Sıcaklığı (K)(havada)	2318
Yanma Hızı (m/s)(havada* ^A)	2,65-3,25
Laminer Yanma Hızı (cm/s)	270

*A normal şartlarda

*B normal kaynama noktası

2.2 Hidrojenin Özellikleri

H₂ geniş tutuşabilirlik sınırları, düşük ateşleme enerjisi, yüksek kendi kendine tutuşma sıcaklığı, düşük alev sönme mesafesi, yüksek difüzyon katsayısı, düşük yoğunluk ve yüksek alev hızı gibi özellikleri olan bir gazdır. Çizelge 2.2'de, bu özellikler doğal gaz ve benzinle karşılaştırılmıştır [53].

Çizelge 2.2 Hidrojenin yanma özelliklerinin benzin ve doğalgazla karşılaştırılması [53]

Özellik	Benzin	Doğalgaz	Hidrojen
*Tutuşabilirlik sınırları (ϕ)	0.7-4	0.4-1.6	0.1-7.4
*Laminer alev hızı (m/s)	0.37-0.43	0.38	1.85
*Oktan sayısı	85-99	>130	>140
Adyabatik alev sıcaklığı (C)	2306.7	1967.8	2206.7
Kendi kendine tutuşma sic. (C)	276.7	449.4	584.4
+Stokiyometrik hacim (%)	2	9.48	29.53
+Minimum ateşleme enerjisi (mJ)	0.24	0.28	0.02
+Alev sönme mesafesi (mm)	2	2.1	0.076

*Hidrojen için olumlu özellikleri, +Hidrojen için olumsuz özellikleri gösterir.

Geniş tutuşabilirlik sınırları:

H₂ çok geniş tutuşabilirlik sınırlarına sahiptir (%4'ten %74'e). Bu da, H₂'nin oldukça az miktarda gönderildiği çok fakir karışımlarda dahi çalışmaya olanak sağlar. Böylece, yanma iyileşir ve yakıt ekonomisi sağlanır. Ayrıca, çok fakir karışımla yanma sıcaklığı düşeceği için NO_x emisyonları da düşer. Ancak, güçte de önemli miktarda düşüş meydana geleceği için, turbo şarja ihtiyaç duyulur [53].

Düşük ateşleme enerjisi:

H₂'nin ateşlenmesi için gerekli olan enerji oldukça düşüktür. Yaklaşık olarak benzinin 10'da 1'i kadar enerjiye ihtiyaç vardır. Bu sebepten dolayı, silindir içerisindeki sıcak bölgeler ve sıcak kaynaklardan dolayı ateşleme meydana gelebilir [53].

Yüksek kendi kendine tutuşma sıcaklığı:

Kendi kendine tutuşma sıcaklığı, normal atmosfer koşullarında, harici bir ateşleme kaynağı olmaksızın, bir maddenin tutuştuğu en düşük sıcaklıktır. Gerekli olan sıcaklık değerinde, yanma için gerekli olan aktivasyon enerjisini sağlamak gerekmektedir. Kendi kendine tutuşma sıcaklığı, sıkıştırma oranını belirlemede önemli bir parametredir. Bu sayede, H₂ kullanımı ile motorda daha yüksek sıkıştırma oranına çıkılabilir ve böylece verim arttırılabilir [53].

Düşük alev sönme bölgesi:

Alev sönme mesafesi laminar alev hızı ile ilişkili olup, dar bir borudan alevin ilerlemesiyle test edilir. Mesafe, iç basınç ile tersinirdir ve gazlar için yüksek alev hızından dolayı kısadır. H₂'nin alev sönme mesafesi benzin ve doğalgazinkinden kısadır. Bu da, alev tepmesi ihtimalini arttırır [53].

Yüksek difüzyon:

H₂'nin difüzyon katsayısı benzinden oldukça yüksektir. Eğer herhangi bir delik meydana gelirse, H₂ hızlıca kaçabilir. Ayrıca, bu sayede hava-yakıt karışımı daha homojen hale gelebilir ve bu da yakıtın daha iyi yanmasını sağlar [53].

Düşük yoğunluk:

H₂'nin oldukça düşük yoğunluğundan dolayı, depolama güçlüğü ve düşük enerji açığa çıkışı gibi problemlerle karşılaşılır [53].

Yüksek alev hızı:

H₂ stokiometrik şartlarda ve atmosfer basıncında 2.83 m/s hızla yanarken, benzin 0.34 m/s hızla yanar. Buda, daha hassas bir ateşleme avansını gerektirir [53].

2.3 Hidrojenin Özelliklerinin İçten Yanmalı Motor Üzerindeki Etkileri

Eğer H₂ normalde benzinle çalışan bir motorda yakıt olarak kullanılmak istenirse, bir takım problemlerin üzerinden gelmek için motorda bazı modifikasyonlara ihtiyaç duyulur. Bunlar yakıtla ilgili özelliklerdir [53].

H₂'nin düşük yoğunluğu, yakıtın silindir içerisinde kapladığı hacimden dolayı bir sorundur. Artan yakıt hacmi, silindir içerisine emilen havanın miktarını düşürür ve güç düşüklüğüne neden olur. Ayrıca bilindiği gibi, NO_x'i düşük seviyede tutabilmek için silindir içerisine daha yüksek seviyede hava gönderilmelidir. Örneğin, yakıt eşdeğerlik oranı 0.4 gibi bir değerde tutulursa NO_x emisyonları neredeyse 0 olur ve bunun içinde normalde olması gerekenin 2.5 katı kadar hava silindir içerisine gönderilmelidir. Ayrıca, H₂'nin geniş tutuşabilirlik sınırları sayesinde, çok fakir karışımlarda çalışılabilir ve bu sayede NO_x ve termik verimde iyileşmeler sağlanabilir. Ancak, H₂'nin düşük yoğunluğu ve fakir karışımlarda çalıştırılabilmesi, güçte önemli ölçüde düşüklüklere neden olur.

H₂ oldukça düşük ateşleme enerjisine sahiptir. Bu sebepten dolayı, H₂ dolgu motorlarda erken ateşleme sorunu ile karşılaşılabilir. Silindir içerisindeki herhangi sıcak bölge erken ateşlemeye sebep olabilir. Ayrıca, benzinle çalışan motorlarda biriken

karbon kalıntıları erken ateşlemeye neden olabilir. Bu yüzden, H₂'nin motorlarda kullanılması bir takım modifikasyonları gerektirir [53].

İlk değişiklik olarak bujiler doğru seçilmelidir. Bujiler soğuk tip olmalı ve platinyum uçlu olmamalıdır. Çünkü, platin ateşlemeyi destekleyen bir katalisttir. Soğuk tip bujiler kullanılarak, bujinin kızdırma etkisinin önüne geçilebilir. Ayrıca, iridyum uçlu buji kullanılmalıdır. Bujilerin tırnak mesafesi 0.0381 cm civarında olmalıdır. 0.0178 cm'ye kadar ateşleme gerçekleşirken, 0.0635 cm'yi geçen tırnak açıklıklarının kullanılması önerilmez [53].

İkinci değişiklik olarak ise, ateşleme sisteminin egzoz fazında da ateşlemesiyle ilgilidir. Günümüzde tek bobin 2 bujiye bağlı olarak araçlarda kullanılmaktadır. Tek buji ateşlemede, diğeri ise egzozda kullanılır. Eğer bu şekilde çalışan bir ateşleme sistemi motorda mevcutsa, sadece tek buji ateşleme amacıyla kullanılmalıdır. Eğer bobin sistemi değiştirilecek ise, 2 telli bobinler, 3 telli bobinlerle değiştirilmelidir. Distribütörle ateşlemeli motorlarda bu tarz problemlerle karşılaşılmaz [53].

Üçüncü değişiklik, yağlama yağı ile ilgilidir. Piroliz etkisindeki sıcak bölgelerden ve erken ateşlemeden kaçınmak için sentetik yağ kullanılmalıdır. Piroliz, termal nedenle birleşenlerine ayrışma prosesidir ve yağlama yağının yapısını bozabilir. Bu olasılığı düşürmek için, bir pozitif karter havalandırma sistemi ve yağ ayrıştırma sistemi gereklidir. Yağlama yağının yanma odasına girmesini önlemek için, elmas kaplamalı supap yatakları ve hiper-ötektik etekli tipte piston kullanılarak, pistonda daha dar toleranslar bırakılmalıdır. Ayrıca, egzoz gazında açığa çıkan HC miktarından, bu konuda başarılı olunup, olunmadığı anlaşılabılır [53].

Bir diğer problem de, küçük alev sönme mesafesidir. Bu da, H₂'nin gönderilen bir yüzeye daha yakın olarak yanabileceği anlamına gelir. Yani, H₂ kullanıldığında buji gibi ufak ateşlenebilir. Üst piston segmanı biraz daha aşağıya çekilerek bu sorunun üstesinden gelinebilir [53].

H₂'nin yüksek difüzyon katsayısı bir avantajdır. H₂ kolayca havaya yayılabilir ve daha homojen yakıt-hava karışımı oluşturabilir. Bu da, yanma verimini arttırır. Ayrıca, swirl veya diğer yakıt-hava karışım tekniklerinin başarısı için endişe etmeye gerek kalmaz. Herhangi bir H₂ kaçağı durumunda, H₂ hızlıca difüze olur ve bu sayede tehlike ortadan kalkar [53].

Yüksek alev hızı, H₂'nin yakıt-hava karışımının benzinden daha hızlı yanacağı anlamına gelir. Stokiyometrik şartlarda, H₂ benzinden 8.3 kat daha hızlı yanar. Ayrıca, yüksek alev hızından dolayı, ateşleme avansı kontrol altında tutulmalıdır. Eğer ateşleme çok erken gerçekleşirse, bütün güç kaybolabilir. Ateşleme avansı ÜÖN'ya yaklaştırılmalıdır. H₂'nin oktan sayısı 140 civarındadır. Yüksek oktan sayısı sayesinde, benzine göre daha yüksek sıkıştırma oranında çalıştırılabilir. Sıkıştırma oranının arttırılması, termik verimin ve açığa çıkan gücün artmasını sağlar [53].

2.4 Erken Ateşleme ve Alev Tepmesi Sorunu

Hidrojen hızlı yandığı ve düşük tutuşma enerjisine sahip olduğu için, hidrojen enjektörü kapanmadan önce silindirdeki sıcak noktalar tarafından tutuşabilir. Hidrojen enjektörü kapanmadan hava-yakıt karışımı yanma odasında alev alıyorsa buna erken ateşleme adı verilir. Ateşlenen hava-yakıt karışımı emme manifoldundan geri dönerse alev tepmesi meydana gelebilir. Bu problemler genelde yüksek yakıt-hava karışım oranlarında ortaya çıkar. Kontrol edilemeyen erken ateşleme pistonu aşağı doğru hareket etmeye zorlar ve sıkıştırma stroğuna direnç yaratarak gücü düşürür.

Erken ateşlemeye neden olabilecek sıcak yüzeyler buji elektrotları, egzoz subapları veya yanmamış yağlayıcılardan kalan karbon artıkları olabilir. Potansiyel sıcak noktaları soğutmak amacıyla sıvı hidrojenin piston stroğunun bitişine yakın bir noktada püskürtülmesi uygulanabilir bir yöntemdir. Hidrojenin tutuşma için ihtiyaç duyduğu enerji çok düşük olduğundan benzin veya dizel yakıt için sorun yaratmayan karbon artıkları ve manifold sıcaklıkları hidrojen için büyük sorunlara neden olabilmektedir [54]. Erken ateşlemeyi önlemek amacıyla şu tedbirler alınabilir:

- Yanma odasından fazla yağı çıkartmak.
- Bujilerin düşük sıcaklıklarda kalmasını veya soğutulmasını sağlamak.
- Sodyumla doldurulmuş egzoz subapları kullanmak [54].

2.5 Hidrojenin Güvenlik ile İlgili Özellikleri ve Gerekli Tedbirler

2.5.1 Tahliye

Genelde taşıtlarda hidrojen sıvı olarak veya hidrür şeklinde depolanır. Tank patlamadan önce, belirlenen bir basınca ulaştığında hidrojenin tahliye olabilmesi için bir emniyet ventili konulur. Genelde taşıt üzerindeki depoya, 9.3 bar basınca ulaştığında, emniyet ventilinden çıkarak tahliye olan hidrojen, hava ile de karışarak katalitik ateşleyicide yakılır. Platinyum kaplı alüminyum plakaların yüzeyinde yanma gerçekleşir. Regülasyonlara göre, açık olan bölgenin yaklaşık 1.5 metre yukarısında gaz tahliye edilir [54].

2.5.2 Isıl Enerji, Ateşleme ve Patlama Enerjisi

Hidrojenin ısı enerjisine birim ağırlık başına bakıldığında, diğer hidrokarbon yakıtların üç katı kadardır. Ancak, hacimsel açıdan bakıldığında, hidrojenin ısı enerjisi, diğer yakıtların üçte ikisi kadardır. Bu da hidrojenin birim hacim başına diğer yakıtlar (metan gibi) kadar enerji veremeyeceği anlamına gelir [54].

Hidrojenin hacimsel olarak %18 veya daha fazla oranda havada bulunması patlamaya neden olabilir. Metan veya propan gibi gazların patlaması için ise, hacimsel olarak %6 gibi bir oranda havada bulunması yeterlidir. Hidrojenin çok hızlı yanmasından dolayı, kütleli olarak patlama potansiyeli diğer gazlara oranla oldukça yüksektir. Hacimsel olarak bakıldığında ise, eşit miktarda hidrojen depolama için, hidrojenin patlama potansiyeli diğer gazlarla hemen hemen aynıdır [54].

Hidrojeni ateşlemek için gerekli olan minimum enerji, hidrokarbon bir yakıtı ateşlemek için gerekli olan enerjinin yaklaşık onda biri kadardır. Elektrostatik kıvılcımlar dahi bu enerjiyi sağlamaktadır. İnsan vücudundan çıkan kıvılcım, hidrojenin ateşlemesi için gerekli olan enerjinin yaklaşık üç katıdır [54].

2.5.3 Optimum Karışımın Tutuşabilirlik Sınırları

Hidrojenin havadaki tutuşabilirlik limitleri hacimsel olarak %4 ile %75 arasında değişmektedir. Bu da hidrojenin bir yanmayı sağlayabilmesi için minimum %4, maksimum %75 hacimsel olarak bulunması gerektiğini göstermektedir. Birçok kazada hidrojenin geniş tutuşabilirlik sınırları büyük önem taşır. Bu sebepten dolayı bir kaçak

anında yakıtların yanabilmesi için gerekli olan ateşleme enerjisinin sağlanması ve tutuşabilirlik limitlerinde konsantrasyona sahip olması kazaları meydana getirebilir. Hidrojenin minimum tutuşabilme sınırı, propan ve benzinden yaklaşık %2 (hacimsel) daha fazladır ve hidrojenin maksimum yanma enerjisine ulaşabilmesi için gerekli olan konsantrasyon (%29.3 hacimsel), metanın maksimum yanma enerjisine ulaşabilmesi için gerekli olan konsantrasyonun (%9.48 hacimsel) yaklaşık üç katıdır [54].

2.5.4 Ateşleme Sıcaklığı

Hidrojeni ateşlemek için gerekli olan sıcaklık, benzini ateşlemek için gerekli olan sıcaklığın yaklaşık 2 katıdır ve metandan ise çok az bir miktar yüksektir. Bu da hidrojenin atmosferik basınçta, ancak yüksek sıcaklıkta ateşlenebileceğini göstermektedir [54].

2.5.5 Alev Hızı, Görünürlüğü ve Sıcaklığı

Yanabilen gazlar için alev hızı, yanma hızı ve yanmamış gazlarla yer değiştirme hızının toplamına eşittir. Hidrojende ise yanma hızı, diğer hidrokarbon yakıtların yanma hızının yaklaşık on katıdır. Bu yüzden herhangi bir alevin ters yönde dahi ilerlememesi için, metan için imal edilen çek valfler, hidrojen için uygun sürede cevap verebilmelidir.

Hidrojen, renksiz, kokusuz ve kirletici olmayan bir gazdır. Güçlkle görülebilen, mavi bir alevi sahiptir. Hidrojen alevinin rahat görünmemesinden dolayı, alevi ile temas etme olasılığı vardır. Yüksek alev sıcaklığından dolayı hidrojen alevi ile temas edildiğinde yakıcılığı çok yüksektir [54].

2.5.6 Gevreklik

Bu olay en iyi, istenmeyen hidrür oluşturma olarak tarif edilebilir. Çelik ve diğer demir içerikli metaller, hidrojeni absorbe ettikleri zaman gevrek hale gelirler. Doğal gaz için dizaynedilen metal konteynırlar ve boru hatları hidrojen için uygun olmayabilir. Yüksek nikel oranlı çelikler (paslanmaz çelikler), hidrürlenmeye nispeten daha dayanıklıdır. Eğer doğru malzeme kullanılırsa, hidrojen depolamada sorun olmaz [54].

1940' da, Alman boru hatları hidrojeni, herhangi bir gevreklik sorunu olmadan taşıdı. Boru hattı 220 km uzunluğunda ve 18 endüstriyel merkeze bağlıdır. Yakıt akışı, yılda 250 milyon metre küptür. Boru çapı, 15 ile 30 cm arasında değişmektedir. Basınç ise,

11 bar ile 25 bar arasında değişmektedir. Gaz hattı aslında hidrojen için dizaynedilmişti, ancak düşük basınçtaki işletme koşullarında, hidrojen ihmal edilebilecek kadar düşük gevrekliğe neden olmaktadır. Gevreklik, boru hatlarında 100 bar basınca kadar ciddi bir sıkıntı oluşturmamaktadır. Ayrıca, hatlarda yapılan incelemede, ihmal edilebilecek kadar düşük miktarda korozyon ve hasar oluştuğu gözlemlenmiştir [54].

220 °C' nin üzerindeki sıcaklıklarda iki atomlu hidrojen molekülü, iki ayrı atoma ayrışmaktadır. Çelik tek hidrojen atomu ile bağ kurmaya daha müsaittir. Bu nedenle taşıma ve depolamada sıcaklık önemli bir unsurdur [54].

Titanyum alaşımı borularda, hidrojen konsantrasyonu 150 ppm' in altında olmalıdır. Aksi halde titanyum, titanyum hidrür haline gelir. Oksitlenme ile meydana gelen titanyum oksit tabaka yüzeyde toplanır ve bu da metalin hidrürlenmesini önler [54].

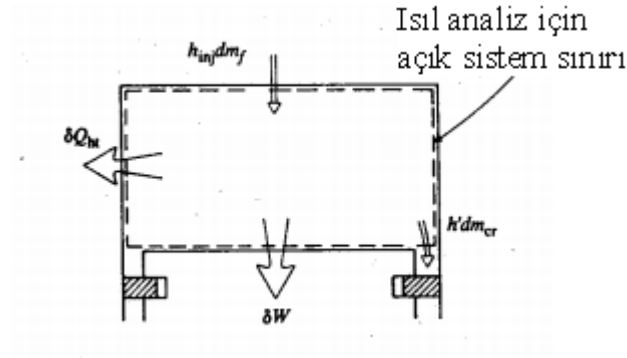
Metallerin hidrürlenmesini önlemek amacıyla alınabilecek tedbirler şunlardır:

- Hidrojeni depolamak için alaşım hatlar ve tahliye hatları bulundurmak.
- Metal hatlardaki metalik olmayan yapının minimuma indirilmesi.
- Gevreklik, 300 serisi metallerde, berilyum-bakır alaşımlarında, alüminyum ve bakır alaşımlarında daha azdır. Bütün alaşımlarda magnezyum içeriği düşük olmalıdır. Çekme çeliği yerine temperlenmiş veya ıslah edilmiş çelik kullanılmalıdır.
- Kaynaktan sonra suyla soğutma yapılmamalıdır ki, suyun içindeki hidrojen metale dahilolmasın.
- Kaynaktan önce metale ön ısıtma yapılmalıdır ve metalin kendi kendine soğumasına izin verilmelidir.

SİLİNDİR İÇİ BASINÇ DATASININ ANALİZİ

Yanmanın gelişimini yorumlayabilmek için, krank açısına bağlı silindir içi basınç dataları kullanılır. Dizel yanma prosesi genelde enerji açığa çıkışı (ısı açığa çıkışı olarak da adlandırılır) veya yakıt kütlesi yanma oranı yöntemi ile incelenir. Silindir içi basınç dataları, genellikle piezoelektrik basınç transdüserleriyle ölçülür. Bu tarz basınç transdüserleri bir quartz kristal içerir. Kristalin bir ucu diyaframla doğrudan basınca maruz kalır ve basınçla orantılı olarak elektrik yükü meydana gelir. Genellikle charge amplifier yardımıyla bu yüke orantılı olarak voltaj çıktısı alınır [55].

Analiz termodinamiğin 1. yasası ile başlar. Açık bir sistem ve quassi static (basınç ve sıcaklıkların uniform dağıldığı) kabulü ile yapılır. Sistem sınırları Şekil 4.1' de verilmiştir [55].



Şekil 3.1 Yanma odasının ısı analizi için açık sistem sınırları [55]

dQ/dt sistem sınırlarından sisteme meydana gelen ısı transferi oranı, $p(dV/dt)$ sistem sınırlarının hareketiyle sistemden yapılan iş transferi, $\dot{m}_i$ sisteme kütle akış oranı (sistemden dışarı çıkanlar negatif), h_i akışın entalpisi (girenler ve çıkanlar için), U ise sistem sınırları içerisindeki maddelerin enerjisidir [55].

3.1 Yanma Verimi

Hem ısı açığa çıkışı, hem de yakıt kütlesi yanma yaklaşımı, yanmayı analiz etmek için önemli yaklaşımlardır. Dizel motorlarda havanın kullanımı, egzozdan siyah duman çıkışı ile sınırlıdır. Duman genellikle karbondan oluşan is partikülleridir. Is ve diğer yanmamış yanma ürünleri (yanmamış hidrokarbonlar, CO) yanma verimsizliğini gösterirken, bu verimsizliğin değeri küçüktür. Tam yük pozisyonunda, yakıtın yalnızca %0.5' i kadar siyah duman atarsa, sonuçlar kabul edilemezdir. HC emisyonları da yakıtın %1' inden azdır. Egzozdan atılan CO emisyonuna denk gelen enerji, yakıtın enerjisinin %0.5' i kadardır. Bu yüzden, yanmadaki verimsizlik genellikle %2' den küçük, yani yanma verimi genelde %98' den büyüktür. Bu yüzden enerji dönüşümü kabulüne göre, ısı açığa çıkışını tam kabul etmek makuldür [55].

3.2 Direkt Püskürtmeli Motorlar

Bu tip motorlarda, silindir tek bir açık istem içerir. Yalnızca kütle akışı, silindir sistem sınırlarına dik olarak (emme ve egzoz supabı kapalıyken) yakıtın akışı ve alevin ilerleyemediği dar kesit akışıdır. Alevin ilerleyemediği dar kesitlerde meydana gelen akış burada ihmal edilmiştir [55].

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \dot{m}_f h_f = \frac{dU}{dt} \quad (3.1)$$

İki genel yaklaşım yöntemi, silindir içi basınç datalarından yararlanılarak denklem 3.1'den elde edilir. Her iki yaklaşımda da, yanma prosesinde silindir içerisindeki uniform sıcaklık dağılımına sahip olduğu kabul edilir. Bunlardan birisi ısı açığa çıkış oranı, diğeri ise yakıt kütlesi yanma oranıdır [55].

3.2.1 Isı Açığa Çıkış Analizi

Denklem 3.1' deki U ve h_f sırasıyla duyarlı iç enerji ve enjekte edilen yakıtın duyarlı entalpisi olarak alınırsa, ($U=U_s=U(T)-U(298K)$ ve $h_f=h_{sf}=h_f(T)-h_f(298K)$), dQ/dt yakıtın kimyasal enerjisi ile sistemdeki ısı transferi arasındaki fark (motorlarda ısı transferi sistem dışarıya doğru ve negatif işaretli kabul edilir), $h_{s,f}$ yaklaşık 0 olduğundan dolayı denklem;

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \frac{dU_s}{dt} \quad (3.2)$$

halini alır [55].

Görünür net ısı açığa çıkış oranı dQ_n/dt , görünür brüt ısı açığa çıkış oranı dQ_{ch}/dt ve silindir cidarlarından meydana gelen ısı transferi Q_{ht}/dt arasındaki farka eşittir. Net ısı açığa çıkışı, pistonda yapılan işle, silindirlerin duyarlı iç enerji değişiminin toplamına eşittir [55].

Silindir içerisindeki gazı ideal gaz kabul edersek, denklem 3.2 aşağıdaki halini alır;

$$\frac{dQ_n}{dt} = p \frac{dV}{dt} + mc_v \frac{dT}{dt} \quad (3.3)$$

İdeal gaz yasasından, $PV=mRT$ eşitliğindeki R sabit kabul edilirse;

$$\frac{dT}{dt} = \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} \quad (3.4)$$

Denklem 3.4, 3.3' teki T' yi kaldırmak için kullanılabilir;

$$\frac{dQ_n}{dt} = \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) p \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} V \frac{dp}{dt} \quad (3.5)$$

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{dt}$$

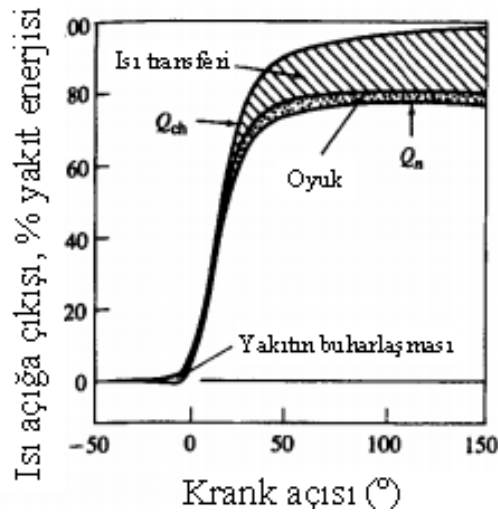
Burada γ özgül ısı oranı yani c_p/c_v ' dir. γ dizel motorlarda ısı açığa çıkış analizinde 1.3 ile 1.35 arasında değişir ve genelde bu aralıkta sabit değer olarak kullanılır. Daha özel olarak, γ dizel motorlarda ısı açığa çıkış analizinde, yanma öncesi sıkıştırma stroku sonuna kadar 1.35, yanma esnasında bütün hava fazlalık katsayıları da 1.2 ile 1.3 arasında alınabilir [55].

Daha doğru bir yaklaşım için, ısı açığa çıkış analizinde denklem 3.2 kullanılır. Daha karmaşık model kullanarak, gaz özelliklerinin yanma öncesi, yanma ve yanma sonrası değişimi, ısı transferi ve ilerleyemediği dar kesit hesaba katılmalıdır. Ayrıca şu maddeler modele dahil edilmelidir; (1) Karışımın uniform olmaması (yakıt/hava karışımının uniform olmaması, yanmış ve yanmamış gazların uniform olmaması), (2) ısı transfer

modelinin doğruluğu, (3) alevin ilerleyemediği dar kesit bölgesinin etkisi. Bu maddelere uyumla, daha yüksek oranda doğruluk oluşacak ve model de doğal olarak kompleksleşecektir. Birçok mühendislik çalışmasında, dizel motorda yanma analizi ile ilgili uygulamalarda, denklem 3.5 yeterlidir [55].

Ek olarak modele, denklem 3.5' te ihmal ettiğimiz ısı transferi dQ_{ht}/dt etkisi de eklenerek, brüt ısı açığa çıkış değerinden ısı transferi çıkarılarak, net ısı açığa çıkışı bulunabilir. Brüt ısı açığa çıkışının integrali, enjekte edilen yakıtın kütlesi ve alt ısı değerinin çarpımına eşittir (analizdeki kabullerden dolayı %1-2 civarında bir farkla) [55].

$$Q_{ch} = \int_{t_{start}}^{t_{end}} \frac{dQ}{dt} dt = m_f Q_{LHV} \quad (3.6)$$



Şekil 3.2 Brüt ve net ısı açığa çıkışı ve ısı transferinin, alevin ilerleyemediği dar kesitler ve yakıt buharlaşmasına etkisi [55]

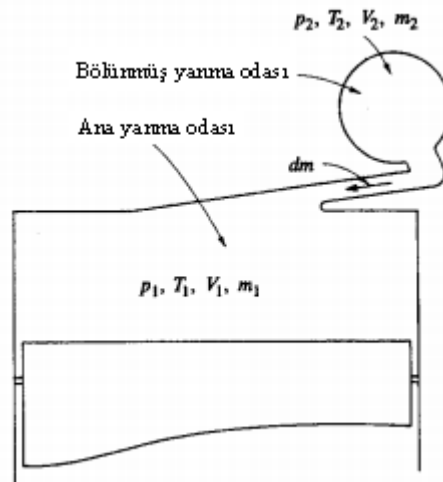
Denklem 3.2, 3.3, 3.5 ve 3.6' daki eşitlikler, süre yerine θ krank açısına dönüştürülmelidir.

Şekil 3.2 net ve brüt ısı açığa çıkışını, ısı transferini, alevin ilerleyemediği dar kesit etkisini ve yakıtın buharlaşması ve ısınmasını direkt püskürtmeli, turboşarjlı, dizel motorda, orta yük ve hız koşullarında gösterir. Net ısı açığa çıkışı, yanma ile açığa çıkan brüt ısı açığa çıkışından, silindir cidarlarındaki ısı transferi, alevin ilerleyemediği dar kesitlerin etkisi ve yakıtın buharlaşması ve ısınması değerlerinin çıkarılmış halidir. Son terim ihmal edilebilecek kadar küçüktür. Buharlaştıran yakıtın entalpisi, ısı değeri %1' inden daha küçüktür; yakıt buharının enjeksiyon sıcaklığından, sıkıştırılmış havanın

sıcaklığına ısıtılması ise yakıtın ısıl değeri %3' ü civarındadır. Yanma boyunca meydana gelen ısı transferi, toplam ısı açığa çıkışının %10' u ile 25' i civarındadır [55].

3.3 Bölünmüş Yanma Odalı Motorlar

Bölünmüş yanma odalı motorlarda, ana yanma odası ile bölünmüş yanma odasındaki basınçlar yanma prosesi esnasında aynı değildir. Yanma bölünmüş yanma odasından başlayacağından, buradaki basınç, ana yanma odasındaki basınçtan daha yüksektir. Yanma odasının dizaynına ve işletme koşullarına bağlı olarak, ön yanma odasındaki basınç, ana yanma odasındaki basınçtan 0.5 ile 5 atm daha yüksektir. Ortaya çıkan basınç farkından dolayı, yakıt, hava, yanmakta olan ve yanmış gazlar ana yanma odasına ilerler ve enerji açığa çıkışı tamamlanır. Direkt püskürtmeli motorlarda basınç dağılımı yanma odasında uniform kabul edilir. Bölünmüş yanma odalı motorlarda ise, yanma odaları arasındaki basınç farkı da hesaba katılmalıdır.



Şekil 3.3 Bölünmüş yanma odalı bir motorda ısı açığa çıkışı analizi için, ana yanma odası ve bölünmüş yanma odasındaki değişkenler [55]

(1 indisleri ana yanma odasını, 2 indisleri ise bölünmüş yanma odasını temsil eder)

Şekil 3.3 bir bölünmüş yanma odalı motorun yanma odasının bir nozülle iki açık sisteme bölünmüş halini gösterir. Denklem 3.1' i termodinamiğin 1. yasasını ana yanma odasına uygularsak;

$$\frac{dU_1}{dt} = \frac{dQ_1}{dt} - p_1 \frac{dV_1}{dt} + h_{2,1} \frac{dm}{dt} \quad (3.7)$$

Bölünmüş yanma odasına uyarlıysak;

$$\frac{dU_2}{dt} = \frac{dQ_2}{dt} - h_{2,1} \frac{dm}{dt} + h_f \frac{dm_f}{dt} \quad (3.8)$$

elde edilir [55].

Burada dm/dt yanma odaları arasındaki kütle akışıdır. Eğer $dm/dt > 0$ ise $h_{2,1} = h_2$; eğer $dm/dt < 0$ ise $h_{2,1} = h_1'$ dir. Eğer U_1 ve U_2' yi duyarlı iç enerji olarak ve h_f' yi duyarlı entalpi olarak tanımlarsak, dQ_1/dt ve dQ_2/dt net ısı açığa çıkış oranını, yani yanma enerjisi yayılım oranı ve silindir cidarlarından oluşan ısı transferi arasındaki farkı verir [55].

Eğer her bir yanma odası için ideal gaz modeli kullanırsak, c_v , c_p ve M sabit, $p_1 V_1 = m_1 R T_1$ ve $p_2 V_2 = m_2 R T_2$ ilişkisi dU/dt' den m ve T' yi kaldırarak ($h_{s,f} = 0$ için) denklem 3.7 ve 3.8' den aşağıdaki denklemler elde edilir [55].

$$\frac{dQ_1}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V_1 \frac{dp_1}{dt} - c_p T_{2,1} \frac{dm}{dt} \quad (3.9)$$

$$\frac{dQ_2}{dt} = \frac{1}{\gamma-1} V_2 \frac{dp_2}{dt} + c_p T_{2,1} \frac{dm}{dt} \quad (3.10)$$

Denklem 3.9 ve 3.10 birbirine eklendiğinde, iki yanma odası arasındaki entalpi akışı iptal edilerek, aşağıdaki net ısı açığa çıkışı elde edilir [55].

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_1}{dt} + \frac{dQ_2}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} \left(V_1 \frac{dp_1}{dt} + V_2 \frac{dp_2}{dt} \right) \quad (3.11)$$

Denklem 3.11' i kullanarak, iki adet basınç datası (hem bölünmüş yanma odası, hem de ana yanma odası için) gerektiğinden, pratikte kullanmak güçtür. İki adet basınç sensörünü yanma odasına yerleştirmek zordur, ayrıca ikisinden birden 60-80 atm civarındaki basınçta, 0.5 ile 5 atm basınç farkıyla veri almak güçtür. Denklem 3.11 $p_2 = p_1$ eşitliği kabul edilerek ve ana yanma odası ve yardımcı yanma odası basınç dataları ayrı olarak alınarak kullanılır. $P_2 = p_1 + \Delta p$ kullanılarak aşağıdaki eşitliğe ulaşılır [55].

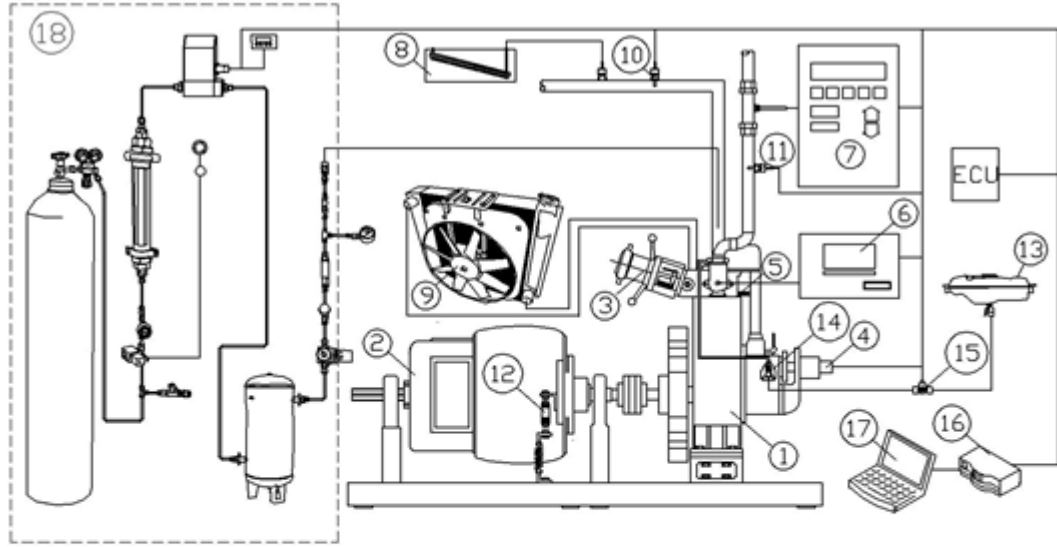
$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1 + V_2}{\gamma-1} \frac{dp_1}{dt} + \frac{V_2}{\gamma-1} \frac{d(\Delta p)}{dt} \quad (3.12)$$

Eğer son terim iptal edilirse, denklem 3.5' e, yani direkt püskürtmeli motora dönüşür. $V(dp/dt)/(\gamma-1)$ denklem 3.9'un sağ tarafındaki terimden daha uzun olduğu için, yanmanın başlangıcındaki son terimin ihmal edilmesiyle meydana gelen hata oranı için, $[V_2/(V_1+V_2)]d(\Delta p)/dp_1$ ile yaklaşım yapılır. Yanmanın başlangıcındaki hata oranı oldukça yüksekken, ilerleyen safhalarda (ÜÖN' dan 20° sonra) hata oranı ihmal edilebilecek (%1 civarında) seviyelere ulaşır. Özellikle Δp ihmalinden dolayı, başlangıçtaki ısı açığa çıkış oranında hata oranı yüksektir. Bu hata oranı, motor yanma odasının geometrisine, motor işletme parametrelerine bağlıdır. Özellikle yüksek yük ve yüksek hız altındaki işletme şartlarında, Δp artacağı için hata oranı artar. Daha sonraki yanma prosesinde hata oranı düşeceği için, Δp ihmal edilebilir [55].

DENEY SETİ ÖZELLİKLERİ ve DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1 Deney Seti ve Özellikleri

Deneyde Tecquipment marka DC motor tarafından yüklenen CFR TD2 tipi motor kullanılmıştır. Deneyler esnasında silindirler arasındaki yanma farklılıklarından dolayı oluşabilecek ölçüm belirsizliklerini önlemek için tek silindirli motor kullanılmasının daha uygun olacağı düşünülmüş ve bu nedenle laboratuvarımızda bulunan tek silindirli CFR motoru tercih edilmiştir. H_2 yakıtının selonoid (manyetik) LPG-CNG enjektörleri ile püskürtmenin kontrol edilebilmesi için elektronik kontrol ünitesi kullanılmıştır. Deney setinin kısımları ve özellikleri maddeler halinde verilmiştir.



- 1- CFR Motoru
- 2- DC Motor Freni
- 3- Sıkıştırma Oranı Ayar Aparatı
- 4- Enkoder
- 5- Basınç Sensörü
- 6- Emisyon Gaz Analiz Cihazı
- 7- Is Analiz Cihazı
- 8- Eğik Manometre
- 9- Soğutma Sistemi

- 10- Emme Sıcaklığı Ölçüm Termokupl'u
- 11- Egzoz Sıcaklığı Ölçüm Termokupl'u
- 12- Loadcell
- 13- Yakıt Deposu
- 14- Yakıt Pompası
- 15- Yakıt Debimetresi
- 16- Veri Toplama Kartı
- 17- Veri Toplama Yazılımı
- 18- Hidrojen Tüpü

Şekil 4.1 Deney seti

4.1.1 Motor Teknik Özellikleri

Marka: Ferryman Engine-1977

Toplam silindir hacmi: 799 cc

Süpürme hacmi: 765cc

Sıkıştırma oranı: 19

Strok: 120 mm

Silindir çapı: 90 mm

Supap sistemi: Külbütör mekanizması

Emme supap adedi: 1

Egzoz supap adedi: 1

Emme supabı açılma avansı: 0° KMA

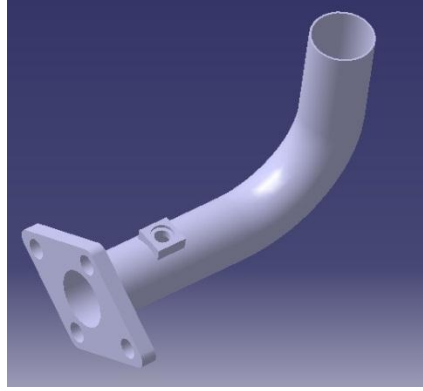
Emme supabı kapanma gecikmesi: 60° KMA AÖN'dan sonra

Egzoz supabı açılma avansı: 25° KMA AÖN'dan önce

Egzoz supabı kapanma gecikmesi: 0° KMA

Emme manifoldunun özellikleri;

Katalogundaki dizaynına bakılarak orijinal manifold dizaynına sadık kalmak şartıyla Şekil 4.2' deki yeni bir manifold imal edildi. LPG-CNG enjektörü ile tek noktadan manifoldda püskürtme yapılacak şekilde, emme portunun yaklaşık 5 cm gerisine enjektör yuvası açılmıştır.



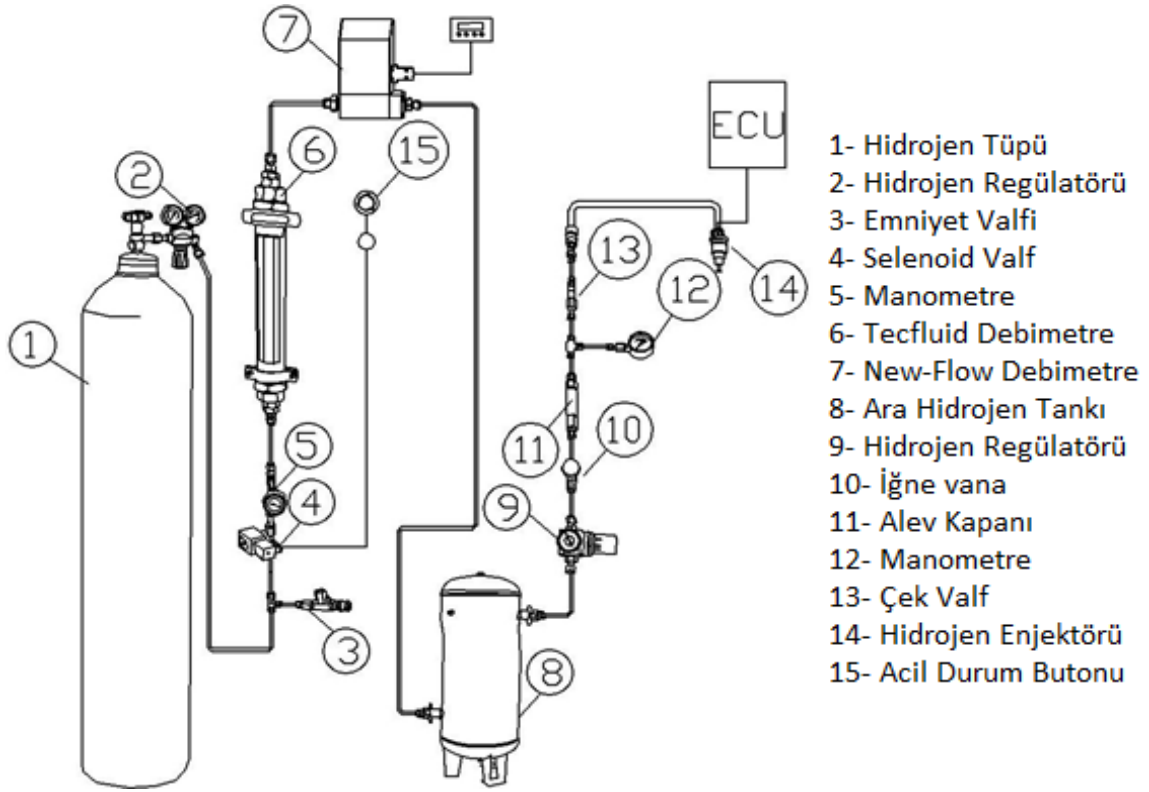
Şekil 4.2 Tasarlanan emme manifoldu

4.1.2 Hidrojen Hattı ve Özellikleri

Hidrojen sistemi motordan ayrı olarak gereklilikler ve hidrojenin zararlı olabilecek özelliklerini göz önünde bulundurularak tasarlandı. Sistem, hidrojen tüpü, tüpten motora kadarki kısımda Şekil 4.3' te görülen HAM-LET marka paslanmaz çelik borular ve bağlantı elemanları, regülatörler, ara tank, debi metreler, basınç saatleri, elektronik kontrol ünitesi, hidrojen enjektörü ve emniyet tedbirlerinden oluşmaktadır. Şekil 4.4'te hidrojen hattının şematiği verilmektedir.



Şekil 4.3 HAM-LET paslanmaz çelik boru ve bağlantı elemanları



Şekil 4.4 Hidrojen hattı şematığı

4.1.2.1 Hidrojen Debisinin Ölçülmesi

Deneyler esnasında motorun emme kanalına gönderilen hidrojenin ölçülebilmesi için hidrojen hattına 2 farklı metotla ölçüm yapan debimetreler yerleştirilmiştir. Deneylerde farklı prensiple çalışan 2 ayrı debimetre kullanılmasının sebebi; ölçülen değerlerin kıyaslamasını yaparak, ölçümden kaynaklanan hataları azalmaktır. Debimetrelerin ikisi de sistemde kullanılan ara tanktan önce konumlandırılmışlardır. İlk olarak Şekil 4.5' te görülen TECFLUID'in değişken alan prensibine göre çalışan debimetresi kullanıldı. Debi metre konik bir tüp ve içinde bulunan şamandıra oluşmaktadır. Konik tüpün içinde akım olduğu zaten, yükselen akım şamandırayı yukarı itmektedir. Şamandıra denge konumuna geldiğinde skaladan okunan değer, hidrojenin debisini Nm^3/saat olarak vermektedir. Sistemde ikinci olarak Şekil 4.6'daki NEW-FLOW markasının T serisi 200 SL/dk'lık kütleli debimetresi kullanıldı. Debimetre içinden akış olduğu zaman, 0-20 mA arasında çıkış değeri vermektedir. Kütleli debimetreden gönderilen çıkış sinyali Şekil 4.7' de gösterilen BASS INSTRUMENTS marka BAB112 model sayısal seviye göstergesine gelir ve burada SL/dk cinsinden ekranından okunabilir.



Şekil 4.5 TECFLUID debimetre



Şekil 4.6 NEW-FLOW debimetre



Şekil 4.7 Bass Instruments sayısal seviye göstergesi

4.1.2.2 Hidrojen Püskürtme Sistemi

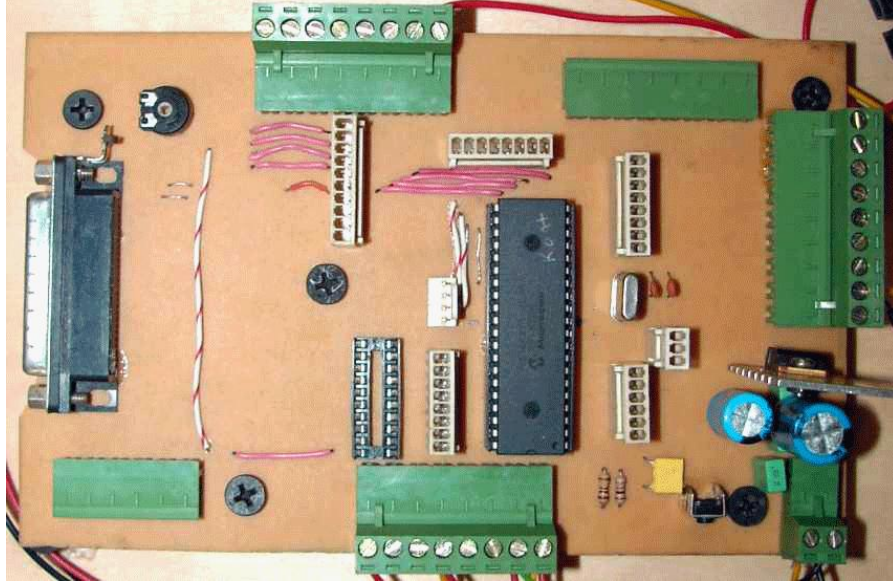
Hidrojen enjektörü olarak, emme manifoldu üzerine konumlandırılan Şekil 4.8’ de görülen 4 bar sabit sistem basıncında püskürtme işlemini yerine getirmek üzere KEIHIN marka LPG-CNG enjektörü kullanılmıştır.



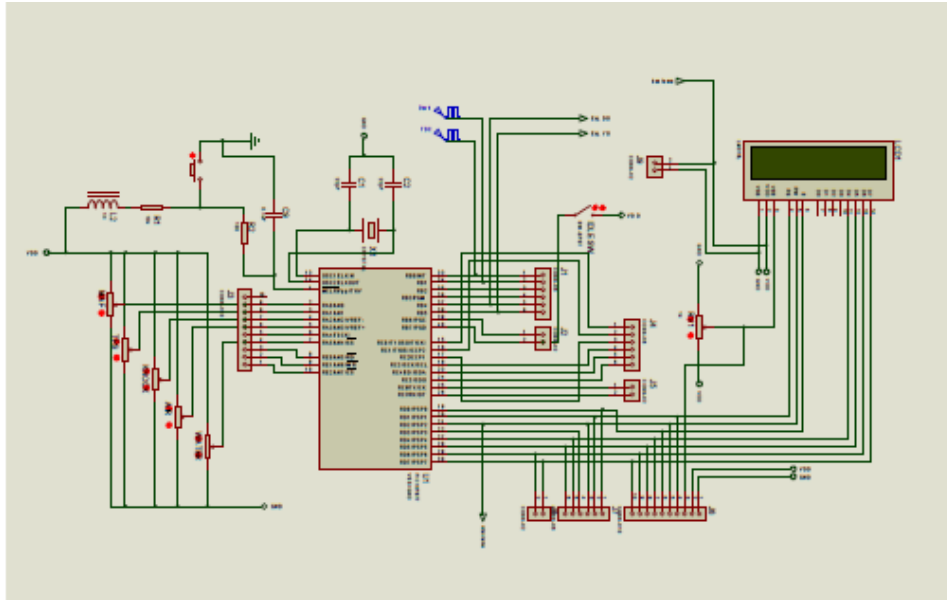
Şekil 4.8 H₂ enjektörü

Püskürtülecek hidrojen miktarı, enjektör iğnesinin açık kalma süresine bağlı olarak değişmektedir. Püskürtülecek hidrojeni kontrol etmek amacıyla, enkoderden aldığı üst ölü nokta sinyali ile püskürtme zamanını ayarlayan Şekil 4.9 Elektronik kontrol ünitesinin elemanları monte edilmiş hali ve Şekil 4.10 Elektronik kontrol ünitesinin

devre şeması verilen elektronik kontrol ünitesitarlanmıştır. Elektronik kontrol ünitesinden hidrojen enjektörünün açık kalma süresi ayarlanarak püskürtülen hidrojen miktarı ayarlanabilmektedir. Püskürtme, emme subabının açılmasına belli bir avansla başlayacak şekilde ayarlanmıştır.



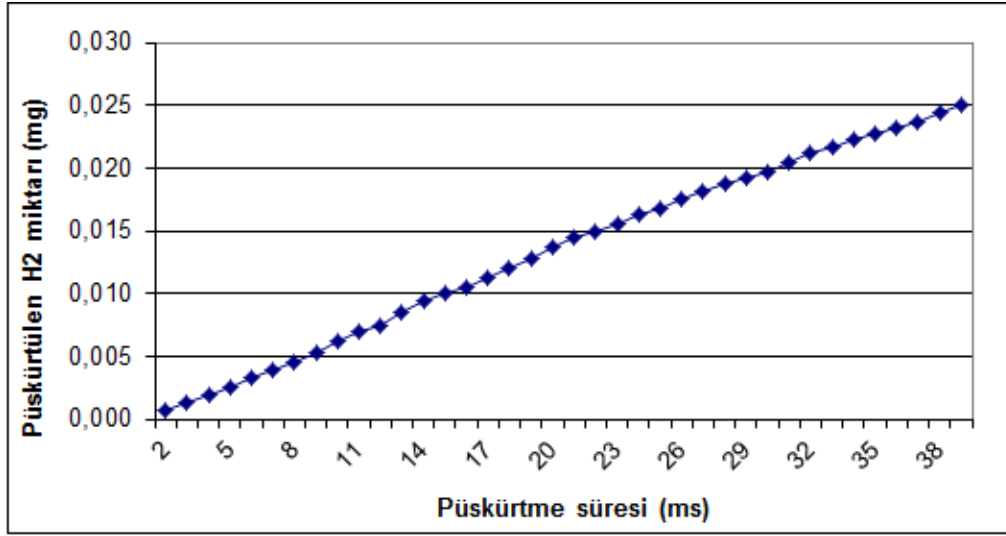
Şekil 4.9 Elektronik kontrol ünitesinin elemanları monte edilmiş hali



Şekil 4.10 Elektronik kontrol ünitesinin devre şeması

4.1.2.3 Hidrojen Enjektörünün Kalibrasyonu

Enjektörün kalibrasyonunun yapılabilmesi için elektronik kontrol ünitesi ve enkoder 5000 d/d kadar hıza çıkan küçük bir elektrik motoruna bağlanmıştır. Motorun hızı 10 Hz'e (1200d/d) ayarlanmıştır. Osiloskopa bağlı olan elektronik kontrol ünitesinden gelen sinyaller temel alınarak püskürtme süresi 2 ms ile 38 ms arasında 1 ms artımlarla değiştirilerek püskürtülen yakıt miktarı belirlenerek, Şekil 4.11' de görüldüğü gibi enjektör kalibrasyon eğrisi çıkarılmıştır.



Şekil 4.11 Enjektör kalibrasyon eğrisi

4.1.2.4 Hidrojen Sisteminde Alınan Güvenlik Önlemleri

Emniyet sistemi hidrojen kullanımının getirdiği gerekliliklere ve çeşitli kuruluşların yayınları göz önünde bulundurularak tasarlandı [49], [51].

Güvenli bir ortamda ve şartta deneylerin yürütülebilmesi için alınan önlemler:

Hidrojen toksik ve kanserojen bir gaz olmamasına rağmen boğucu bir gaz olarak sınıflandırılmıştır [49]. Bu nedenden deneyler esnasında laboratuvarın havalandırılması için tüm laboratuvarın camları açılmıştır. Regülatör de oluşabilecek arıza durumunda bina hidrojen hattına yüksek basınç etki etmesini önlemek için Şekil 4.4'teki 2 numaralı eleman olan regülatör 7 bar' da bypass yapacak şekilde ayarlanmıştır ayrıca hat girişine yine basınç artışında hidrojenin motora gitmesini önlemek amacıyla emniyet valfi hidrojen hattı girişine konumlandırılmıştır (3 numaralı eleman). Acil bir durumda hattan motora giden hidrojen akışını kesmek amacıyla 2 farklı önlem alınmıştır: İlk olarak acil durumda hidrojen akışını kesebilecek hat girişine, hidrojenin tutuşma

enerjisi düşük olduğu göz önüne alınarak ısınma kaynaklı oluşabilecek tehlikeleri bertaraf etmek adına elektrik akımının gelmesiyle hattı kapatan Şekil 4.4'teki 4 numaralı eleman olan selenoid valf kullanılmış ve ayrı bir güç kaynağından beslenmiştir ve anahtarlaması Şekil 4.4'teki 15. Eleman ile yapılmıştır. İkinci olarak, hidrojen ejektörünün elektrik beslemesini kesmek amacıyla enjektör güç kaynağı arasına acil durum butonu yerleştirilmiştir. Hidrojen alev geri tepmesi sonucu alevin tüpe ya da ara tanka ulaşmasını önlemek amacıyla hidrojen enjektörünün hemen öncesine gazlar için kullanılan çek valf kullanılmıştır. Ayrıca ek önlem olması amacıyla çek valfin öncesine alev kapanı konumlandırılmıştır (11. eleman). Alev kapanı, kısılma kaybı oluşturma ihtimali ve istenilenden az basınçta püskürtme yapmayı önlemek amacıyla; alev kapanı ile çek valf arasına manometre konulmuştur (12. eleman). Basıncın ayarlanması ise motora gitmeden önce Şekil 4.4'teki 9 numaralı regülatör kullanılarak ayarlanmıştır. Deneyin hidrojenizasyon aşamalarında tüp kapalı olmasına karşın hatta kalan hidrojenin motora gitmesini kesin olarak engellemek için Şekil 4.4' teki 10 numaralı iğne vana kullanılmıştır.

4.1.3 Devir Sensörü

Kam miline bağlı olan kasnak üzerindeki cıvatalara karşılık gelecek şekilde yerleştirilen indüktif sensör, önünden geçen her ferromanyetik eleman ile karşılaştığında düşük miktarda akım indüklemektedir. Oluşan 0,07 ile 10000 Hz aralığındaki giriş sinyalleri sayılmaktadır ve elde edilen bu sinyal, amaca özel üretilmiş olan indikatöre bağlanarak, devir görsel olarak kolaylıkla okunabilir hale getirilmiştir. Devrin görsel olarak okunabilmesi için Emko ERM – 3770 dijital devir ölçer kullanıldı. Kam miline bağlı olan kasnağa bağlı 4 tane cıvata bulunduğundan indüktif sensör kam milinin bir tam turunda 4 defa sinyal göndermektedir. Devrin doğru olarak okunabilmesi için 4 sinyalde bir devir olarak ayarlama yapılmıştır. Şekil 4.12' de indüktif devir sensörü ve Şekil 4.13' te LCD göstergesi gösterilmektedir.



Şekil 4.12 İndüktifdevir sensörü



Şekil 4.13 LCD gösterge

4.1.4 Enkoder Özellikleri

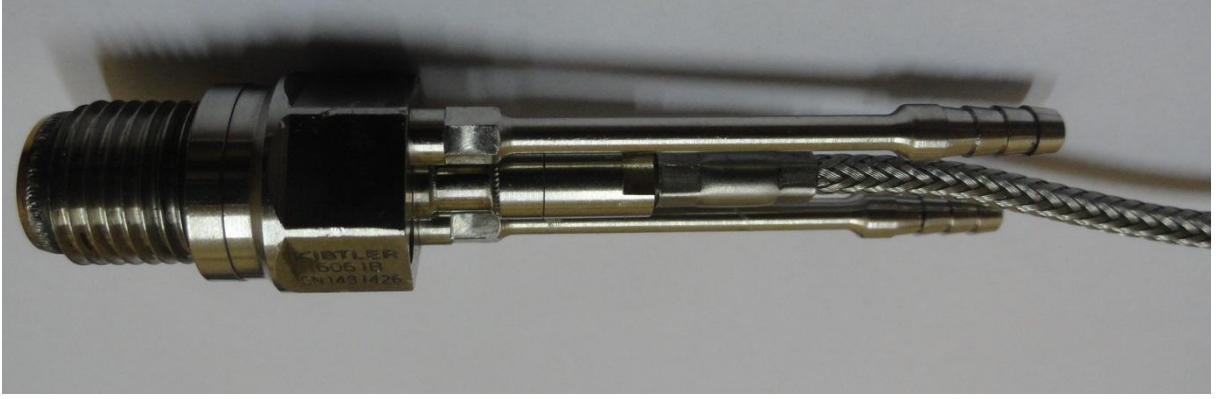
OPKON marka PRI model optik artımsal rotary enkoderin miline akuple olan optik sensörden her ışık gelişinde, sinyal çıkışı 5 VDC'lik kare dalgalar üretir. Oluşan kare dalgaların sayılmasıyla devir sayısı, üst ölü noktada gelen kare dalganın algılanmasıyla da piston konumu belirlenmiştir. Kullanılan enkoder Şekil 4.14' de gösterilmiştir.



Şekil 4.14 Enkoder

4.1.5 Basınç Sensörü

Silindir içindeki basınç değişikliklerinin ölçülebilmesi amacıyla Şekil 4.15' teki KISTLER marka basınç sensörü kullanılmıştır. Gelen basınç değişikliklerine hızlı tepki verebilmesinden dolayı, ani basınç değişikliklerini izlemede piezoelektrik basınç sensörleri etkili şekilde kullanılabilir. Kullanılan piezoelektrik basınç sensörü, içinde bulundurduğu piezokristal üzerine etkiyen basınçla doğru orantılı elektriksel potansiyel üretir. Basınç sensöründen gelen çok düşük miktardaki gerilim, basınç sensörü ile aynı firmanın KISTLER'in 5011 tipi amplifikatör kullanılarak yükseltilmiştir. Yükseltelen anlık basınç sinyalleri ve enkoderden gelen üst ölü nokta sinyali ile LeCroy marka model Osiloskop kullanılarak görüntülenip kaydedilmiştir. Şekil 4.16' da osiloskop ve amplifikatör gösterilmiştir.



Şekil 4.15 KISTLER basınç sensörü



Şekil 4.16 Osiloskop ve amplifikatör

4.1.6 Moment Ölçümü

Dc motora bağlanmış uzunluğu belli olan bir kuvvet kolunun uç kısmından Şekil 4.17’ de görülen REP Transducers marka TS 300 model 300 kg kapasiteli bir bası/çeki çalışabilen S tipi yük hücresi bağlanarak kuvvet değeri kg biriminden ölçülmüştür. Ölçülen değer, Şekil 4.18’ de gösterilen Esit marka PWI Model P Kontrolör kullanılarak dijital olarak gözlenmiştir. Moment, kg biriminde okunan ağırlık değeri kullanılarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.17 S tipi yük hücresi



Şekil 4.18 Esit marka PWI Model P Kontrolör

4.1.7 Dizel Yakıt Sarfiyatı Ölçümü

Motorun yakıt tüketiminin tespit edilebilmesi ve ölçümlerin doğruluğunu kıyaslama yoluyla belirleyebilmek için deneyler aşamasında 2 farklı tipte yakıt ölçme sistemi kullanılmıştır. Birincil sistem olarak motorinin sarfiyatını gravimetrik olarak hassas bir şekilde belirlemek için Şekil 4.20’ de görülen REP Transducers marka TS 300 model 300 kg kapasiteli bir bası/çeki çalışabilen S tipi yük hücresi iki plaka arasına yerleştirilerek kullanıldı. Ölçümleme metodu olarak 10 gr takıtın tüketilme süresi belirlenerek, motorun anlık çalışma şartındaki yakıt sarfiyatı hesaplandı. İkinci sistem olarak Şekil 4.19’ da görülen TITAN marka oval dişli debimetre kullanılmıştır. Oval dişli debimetre bir çeşit pozitif yer değiştirmeli debimetredir. Akışkan dişlinin diş boşluğundaki hacimden geçerken dişlileri döndürmesi ile akışkanın debisi belirlenir. Kullanılan debimetre yüksek viskoziteli akışkanlarda $\pm 0.1\%$ doğrulukta ölçüm yapmaktadır.



Şekil 4.19 Oval dişli yakıt ölçer



Şekil 4.20 Gravimetrik yakıt ölçümü

4.1.8 Sıcaklık Ölçümleri

Soğutma suyu giriş ve soğutma suyu çıkış sıcaklıklarının ölçülebilmesi amacıyla Şekil 4.21’ te görülen -200÷300 °C aralığında ölçüm yapabilen T tipi termokupllar kullanılmıştır. Soğutma suyu çıkış sıcaklığı, silindir kafasından soğutma suyu çıkış noktasının 60 cm sonrasında, soğutma suyu giriş sıcaklığı ise, motor su pompası girişinden 70 cm öncesinden ölçülmüştür.



Şekil 4.21 Soğutma suyu giriş ve çıkış hatlarında konumlandırılmış termokupllar

Egzoz gazlarının sıcaklığının ölçülebilmesi amacıyla Şekil 4.22' te görülen $-200\div1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ aralığında ölçüm yapabilen K tipi termokupl egzoz supaplarının olabildiğince yakınında olacak şekilde egzoz manifoldu üzerine yerleştirilmiştir.



Şekil 4.22 Egzoz manifolduna konumlandırılmış termokupl

Emme havası sıcaklığının ölçülebilmesi amacıyla $-200\div300\text{ }^{\circ}\text{C}$ aralığında ölçüm yapabilen T tipi termokupl seçilerek kullanılmıştır. Emme havasının sağlıklı ölçülmesi amacıyla K tipi termokupl orifisin tam önüne konumlandırılmıştır.

4.1.9 Soğutma Sistemi

Motor soğutma sistemi su soğutmalıdır. Motor pompası gelen suyu motor içinden geçirerek tekrar su tankına gönderir. Motordan tanka, sıcak gelen su ile tank içindeki soğuk su karışır daha sonrasında taşıma yöntemi ile bölünmüş su tankının ikinci haznesine geçer, ikinci hazneye geçen sıcaklığı düşmüş su tekrar motora gider. Çalışma esnasında soğutma sisteminin açık sistem oluşundan soğutma suyu 100°C civarında sabit kalır. Fakat motor çalışmasının $80-90^{\circ}\text{C}$ arasında olmasının istediğinden ek tedbirlerin alınması gerekti. Gereklikten radyatör, pomda düzeneği eklenmiştir. Ayrıca anahtarlama için radyatör içine yerleştirilmiş termokupldan veri alan Şekil 4.23' teki EmkoESM-3710 Dijital ON/OFF Sıcaklık Kontrol Cihazı kullanılmıştır. Soğutma sistemi Şekil 4.24' te gösterilmiştir.



Şekil 4.23 Emko marka sıcaklık kontrolörü



Şekil 4.24 Soğutma sistemi

4.1.10 Emisyon Ölçümü

Gaz emisyonlarını ölçmek için Şekil 4.25’ te gösterilen AVL DICOM 4000 marka garaj tipi (4 gaz ve lamda) gaz analiz cihazı kullanıldı. Gaz analiz cihazı CO, HC, CO₂ gazlarını kızıl ötesi yöntemle, NO_x ve O₂ gazlarını ise elektrokimyasal yöntemle ölçebilmektedir. Gaz analiz cihazının ölçüm hassasiyetine ait teknik değerleri Çizelge 4.1’ de listelenmiştir. Deneyler esnasında sadece verilerin alınma anında egzoz gazlarının makineye gitmesi ölçümün alınmadığı zamanlarda ise ortam havasından emiş yapabilmesini sağlamak adına egzoz cihaz arasına Şekil 4.26’ da görülen pnömatik 3 yollu selonoid (elektrik gelişle egzoz hattını açıyor) valf eklenmiştir.



Şekil 4.25 AVL DICOM 4000 gaz analiz cihazı



Şekil 4.26 Selonoid valf

Çizelge 4.1 AVL DICOM 4000 gaz analiz cihazına ait teknik değerler

AVL DICOM 4000	Ölçüm aralığı	Hassasiyet
CO	0-10 %hacim	0.01 % hacim
CO ₂	0-20 %hacim	0.1 %hacim
HC	0-20000 ppm hacim	1 ppm
NO _x	0-5000 ppm hacim	1 ppm
O ₂	0-20 %hacim	0,01 %hacim
λ	9999	0,001
Motor hızı	250-9960 rpm	10 rpm

Egzoz gazının içerisinde is miktarını Şekil 4.27’ de gösterilen AVL marka 415 S model filtre tipi is ölçüm cihazıyla ölçülmüştür. Is ölçüm cihazı, 0-10 FSN ölçüm aralığında, 0.001 FSN hassasiyet ile ölçüm yapmaktadır. Egzoz hattına Şekil 4.28’ deki gibi bağlanan Şekil 4.29’ daki prop, hattan belirli miktarda egzoz gazını alarak, içinde bulunan kâğıt bir filtreden geçirir, egzoz gazının filtreden geçmesiyle oluşan dairesel formdaki lekeyi optik sensör ölçerek sonuçları FSN (Filter smoke number) ya da mg/m^3 cinsinden vermektedir.



Şekil 4.27 AVL 415 S filtre tipi is ölçüm cihazı



Şekil 4.28 Is ölçüm cihazı – egzoz



Şekil 4.29 Is ölçüm cihazı probu

4.1.11 Veri Toplama Sistemi

Yapılan deneylerde devir, motorun yük hücrelerinden gelen ağırlık değeri, soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları, egzoz gazı sıcaklığı ve emisyon değerleri Labview 2010 programının kullanılmasıyla anlık olarak program ara yüzünden okunmuş ve kayıt altına alınmıştır.

Şekil 4.30' da National Instruments marka USB-6215 model motora bağlı durumda bulunan yük hücrelerinden ve enkoderden gelen elektriksel verileri bilgisayara gönderen ve üzerinde bilgisayarın işlem yapabileceği sayısal veriler hale çevirmeyi sağlayan Labview destekli bir veri toplama kartıdır. Enkoderden elde edilen konum bilgisi ve devrin yanında, yük hücrelerinden de değer okuma amaçlı kullanılmıştır.



Şekil 4.30 National Instruments USB-6215 veri toplama kartı

National Instruments marka cDAQ model cihaz Şekil 4.31’ deki gibi üzerinde 8 kanal bulunan kompakt bir şasidir. Söz konusu kanallara yerleştirilebilen modüller aracılığıyla ölçüm yapılmaktadır. Yerleştirilen modüle bağlanan termokupllar ile soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları, emme havası giriş sıcaklığı ve egzoz gazı sıcaklığı ölçülerek kaydedilmiştir.



Şekil 4.31 National Instruments cDAQ modül şasisi

AVL DICOM 4000 gaz analiz cihazı ve AVL 415 S filtre tipi is ölçüm cihazlarıyla yapılan ölçümler de ayrıca Labview 2010 programı üzerinden kayıt edilmiştir.

4.1.12 Prosedürler

Yapılan deneylerin tekrarlanabilirliğini sağlamak, deneylerin kalitesini belli bir seviyede tutabilmek ve acil bir durumla karşılaşıldığında kaosu önlemek, gerekli müdahalelerin hızlı bir şekilde yapılabilmesi için aşağıda belirtilen prosedürler hazırlandı.

4.1.12.1 Deney Hazırlık Prosedürü

- 1- Motor yağlama yağının seviyesi kontrol edilir ve yağ miktarı düşük ise yağlama yağı eklenir.

- 2- Soğutma suyunun motora girişinden önceki vanalar kontrol edilir ve açık olduğundan emin olunur. Ayrıca depodaki soğutma suyu seviyesinin uygun seviyede olması sağlanır.
- 3- Yakıt deposundaki yakıt seviyesi kontrol edilir ve yeterli miktarda yakıtın olması sağlanır. Motor çalıştırılmadan önce yakıt deposu çıkışındaki vananın açık konuma getirilmesi gerekir.
- 4- Hidrojenin kullanıldığı zamanların dışında hidrojen hattının kapalı olması sağlanır.
- 5- Basınç sensörü soğutma suyunun seviyesi ve pompanın çalışır durumda olup olmadığı kontrol edilir.
- 6- Basınç sensörünün osiloskop ile bağlantısı kontrol edilir ve çalışır durumda olması sağlanır.
- 7- Amplifer ve osiloskop sinyallerinin doğru ve tam olduğu kontrol edilir.
- 8- Osiloskop ekranında üst ölü nokta sinyalinin (zero sinyal) görülmesi kontrol edilir.
- 9- AVL DICOM 4000 emisyon gazı ölçme cihazının selenoid valfe bağlantısı yapılır.
- 10- Emisyon ve is ölçme cihazlarından alınan sinyaller kontrol edilir.
- 11- Yük hücresi kalibre edilir ve yük değeri 0 (sıfır) olarak ayarlanır.
- 12- Egzoz gazının tahliyesini sağlayan egzoz hattı fanı çalıştırılır ve deney boyunca çalışır durumda olduğu kontrol edilir.
- 13- Elektronik kontrol ünitesinin bağlantıları kontrol edilir ve çalışır durumda olması sağlanır.
- 14- Radyatör ve termostat ayarlanır.
- 15- Soğutma suyu giriş-çıkış, emme havası giriş ve egzoz gazı çıkış sıcaklıklarının ölçümünü yapan termokupllar kontrol edilir ve sıcaklık değerleri dijital termometre ile okunur.
- 16- Yakıt sarfiyatı grametrik yöntem ve Sika marka türbin tipi yakıt debimetresi ile ölçülür.
- 17- Devir ölçerin güç kaynağı açılarak değer okumaya hazır hale getirilir.

4.1.12.2 Hidrojen Yakıt Sisteminin Hazırlanması

- 1- Motor çalıştırılmadan önce hidrojen sisteminin kapalı konuma getirilir ve özellikle emniyet açısından hat sonundaki iğne vana kapalı konuma getirilir.
- 2- Laboratuar dışında konumlandırılmış hidrojen tüpünün basıncı kontrol edilir ve tüpün üzerindeki regülatörün çıkış basıncının 5 bara ayarlanır.
- 3- Rotametrenin 5 bardaki hidrojen değerlerine göre kalibre edilmesi nedeniyle rotametreden önceki basınç saati ile hattın basıncının 5 bar olduğu kontrol edilir.
- 4- Elektrik bağlantısı yapılarak hidrojen akışı gerçekleşmeden önce kütleli debimetrenin kendi kendini kalibre etmesi beklenir ve debimetre ölçüme hazır gelir.
- 5- 2. Kademe regülasyonun gerçekleştiği hat regülatöründe basınç 4 bara ayarlanır ve püskürtmeden önceki basıncın düzenli olarak okunarak 4 bar olduğu kontrol edilir.
- 6- Enjektörün elektronik karta bağlantıları kontrol edilir.
- 7- Deneye başlamadan önce hattın sızdırmazlığı köpük testi ile kontrol edilir. Ayrıca tüpün üzerindeki regülatörün, tüp tarafı kapatılarak yarım saat boyunca herhangi bir basınç düşüşü olup olmadığı kontrol edilir. Basınç düşüşü yaşanmaması kaçak olmadığı anlamına gelir.

4.1.12.3 Acil Durum Prosedürü

- 1- Hidrojen akışını kesmek için acil durum butonuna basılacak.
- 2- Enjektörün açılışını sonlandırmak için enjektöre giden elektrik beslemesi kesilecek.
- 3- Bir kıvılcım olasılığına karşı motor durdurulacak.
- 4- Motor durmasıyla yüklemeye ihtiyaç kalmayacağından tüm sigortalar kapatılacak.
- 5- Hidrojen tüpü kapatılarak, hattın hidrojen beslemesi kesilecek.
- 6- Gerek görüldüğü durumlarda herkesin yanında bulunan yangın söndürücüler kullanılacak.

- 7- Herhangi bir hidrojen birikmesine karşı laboratuvar havalandırılacak ve gerek görülürse cebri olarak hava sirkülasyonu sağlamak için fan çalıştırılacak.

4.2 Deneysel Çalışmalar

Deneyler temel olarak üç aşamadan meydana gelmektedir. Bunların ilki, 6 farklı motor hızında, yalnız motorinin yakıt olarak kullanılması, enerji içeriği olarak toplam yakıtın %25' i kadar H_2 ve %50' si kadar H_2' nin motorinle beraber çift yakıt olarak kullanılması ile yapılan motor performans deneyleridir. Deneylerin bir sonraki aşamasında ise, 1100 d/d sabit motor hızında, H_2' nin yüzdesel olarak toplam yakıtın enerji içeriğine oranı ve yine aynı hızda ancak kısmi yüklerde (maksimum güç değerinin belli oranlarında) enerji içeriği olarak belli bir enerji içeriği oranında H_2 gönderilmiştir. Daha sonra 1100 d/d sabit motor hızında yapılan tüm deneyler 1300 d/d için tekrar edilmiştir. Gönderilen motorin yakıtında ve motorin- H_2 çift yakıtında, birim çevrimde gönderilen enerji içeriği sabit tutulmaya çalışılmıştır. Yani, yakıtın enerji içeriği hesaplanarak, gönderilen dizel yerine, yine aynı ısı değeri verecek kadar H_2 silindir içerisine gönderilmiştir. Ayrıca, H_2' nin silindir içerisinde bir yer kaplamasından dolayı emilen hava miktarını ve volümetrik verimi bir miktar düşürmesine rağmen, hava fazlalık katsayısı ve birim çevrimde gönderilen toplam yakıtın ısı değeri mümkün olduğunca yakın tutulmaya çalışılmıştır. Ancak, gönderilen H_2 miktarının enerji değerinin, toplam yakıtın enerji değerine oranı her devirde aynı tutulmamıştır. Bunun nedeni ise, gönderilen H_2 miktarının arttırılmasıyla, bazı devirlerde erken ateşleme ve alev tepmesi gibi sorunlarla karşılaşılmasıdır. Özellikle toplam yakıtın enerji içeriği olarak %50' si kadar H_2 kullanılması durumunda, erken ateşleme ve alev tepmesi gözlemlenen bazı devirlerde H_2 miktarı %33' e kadar düşürülmüştür. Ayrıca, teorik olarak elde edilen lamda değerlerini yakın tutabilmek için, gönderilen H_2 miktarı bazı devirlerde düşürülmüştür. Çalışmalardan önce motor rejim sıcaklığına ulaşana dek ısıtılmıştır ve deneylere motor rejim sıcaklığına ulaştıktan sonra başlanmıştır. Her bir deney, 3 farklı zamandaki çalışmayla tekrarlanmış olup, her bir çalışmada, her bir veri için onlarcadata toplanmış, toplamda ise çok sayıda verinin filtreden geçirildikten sonra aritmetik ortalaması alınarak çalışmalarda kullanılmıştır. 1100 d/d ve 1300 d/d motor hızları, Avrupa Stasyon Motor Çevrimi (ESC) tarafından belirlenen devirlerde seçilmiştir. 1100 ve 1300 d/d motor hızı koşullarında ise, motor hızı ve moment mümkün olduğunca yakın

tutulmaya çalışılarak, emisyon ve termik verimin daha açık şekilde yorumlanabilmesi sağlanmıştır. Ayrıca, ısı analiz olarak yapılan tüm deneylerde, ısı açığa çıkış oranı ve silindir içi basınç datalarından yararlanarak, yanmanın evreleri incelenmiştir. A-B aralığı tutuşma gecikmesini, B-C aralığı kontrolsüz yanmayı, C-D aralığı ise kontrollü yanmayı temsil etmektedir. P_{maks} , silindir içi maksimum basıncı verirken, Z noktası ise maksimum ısı açığa çıkış oranını göstermektedir.

4.2.1 Performans Deneyi

Bu çalışmada, farklı motor hızlarında (700 d/d, 900 d/d, 1100 d/d, 1400 d/d, 1700 d/d, 2000 d/d), yalnız motorin yakıtının ve motorin+H₂ karışım yakıtının CFR motorda kullanılmasıyla elde edilen moment, güç, özgül yakıt tüketimi, termikverim, volümetrik verim, CO, CO₂, HC, NO_x, lamda ve is değerleri karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlarda, %0 H₂ yalnız motorinin yakıt olarak kullanılması durumunu, %25 H₂ ise, silindir içerisine gönderilen toplam yakıtın enerji değerinin %25'ini H₂'nin oluşturması durumunu, %50 H₂ ise, içerisine gönderilen toplam yakıtın enerji değerinin %50'sinin H₂'nin oluşturması durumunu göstermektedir. Ancak, bir önceki başlıkta da anlatılan sebeplerden dolayı, Çizelge 4.4' te görüldüğü gibi, özellikle %50 oranı hedeflenmiş ama her devirde %50 enerji içeriğine ulaşamamıştır. Gönderilen H₂ miktarları devre bağlı olarak, motorin miktarı düşürülerek, aynı enerji değeri için alt ısı değerinden hesapla belirlenmiştir. Gönderilen H₂ miktarı, hesapla elde edilen hava fazlalık katsayıları, çevrim başına gönderilen yakıtın ısı değeri mümkün olduğunca yakın tutularak yapılmış ve karışımın enerji içeriğine yakın tutulabilmesi ve CO₂, CO, HC, is emisyonlarının daha düşük çıkması için, gönderilen H₂ miktarının enerji içeriğine bağlı olarak silindirlere gönderilen motorin miktarı düşürülmüştür. Gönderilen H₂ miktarı, vuruntu, alev tepmesi, erken ateşleme yaratan durumlar için biraz daha düşük tutulmuştur. Gönderilen H₂ miktarı, enerji içeriği olarak aşağıdaki denklemlerle bulunmuştur:

$$Gönderilen \%H_2 = \frac{\dot{E}_{H_2}}{\dot{E}_{H_2} + \dot{E}_M} \times 100 \quad [56]$$

Burada $\dot{E}_{H_2}$ hidrojen enerjisinin akışını (J/d), $\dot{E}_M$ ise gönderilen motorin enerjisinin akışını (J/d) göstermektedir.

Çizelge 4.4' te %0 H_2 , %25 H_2 ve %50 H_2 durumu için, gönderilen H_2' nin enerji değerinin, toplam yakıtın enerji değerine oranının gerçek şartlardaki oranı gösterilmiştir. Aşağıdaki Çizelge 4.5' te, 3 farklı koşul için devire bağlı olarak, alt ısı değer, bir çevrimde sokulan ısı miktarı, gönderilen H_2 miktarı verilmiştir. Yakıtın alt ısı değeri, aşağıdaki Mendelev formülasyonuna, gönderilen H_2' nin de 1kg karışım yakıtının içerisinde yer aldığı kabul edilerek hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar yakıtın kütleli oranlarından ve alt ısı değerlerinden hesaplanarak elde edilen sonuçlarla çok yakın olduğu bulunmuştur.

$$H_u = 33.91C + 125.60H - 10.89(O - S) - 2.51(9H + W) \quad [57]$$

Deneyler esnasında lamda değerleri mümkün olduğunca yakın tutulmaya çalışılmıştır. Emisyon test cihazı (AVL DiCom 4000) üzerindeki lamda değeri, petrol yakıtlar için genel bir değer vermekle beraber, özellikle H_2' nin gönderildiği durumlarda hata oranının artacağı göz önünde bulundurularak, cihaz üzerindeki lamda değeri kullanılmamıştır. Lamda değeri, aşağıdaki formülasyondan yararlanarak teorik olarak hesaplanmıştır. H_2 gönderildiği durumda, hem silindir içerisinde sokulan toplam ısı enerji miktarı, hem de hava fazlalık katsayısını aynı tutmak mümkün olmayacağından, H_2' nin gönderildiği durumlarda, silindir içersine gönderilen H_2 miktarı çok az bir miktar daha düşük tutularak, lamda değerleri mümkün olduğunca yakın tutulmaya çalışılmıştır.

$$\lambda_{teorik} = \frac{V_{hava} \rho_{hava}}{V_{H_2} \rho_{H_2} AF_{H_2} + V_{motorin} \rho_{motorin} AF_{motorin}} \quad [18]$$

Deney sonuçlarında, AVL DiCom 4000 emisyon cihazı, CO, CO₂ ve O₂ sonuçlarını % hacim verirken, NO_x ve HC sonuçlarını ise ppm olarak vermektedir. Aynı devirlerin tam tutturulamaması ve H_2 ilavesiyle güçte meydana gelen düşüşlerden dolayı, elde edilen emisyon değerleri özgül emisyonu (g/kWh) çevrilmiştir.

$$EP_i = EV_{i,w} \cdot \frac{M_i}{M_{Exh,w}} \cdot \frac{m_{Exh,w}}{P_{eff}} \quad [58]$$

Burada EP_i kirletici kütlesini (g/kWh), $EV_{i,w}$ hacimsel olarak kirletici oranının oranlanış halini (ppm), M_i kirleticinin mol kütlesini (kg/kmol), $M_{Exh,w}$ egzozun mol kütlesini (kg/kmol), $m_{Exh,w}$ egzozun kütleli debisini (kg/h), P_{eff} ise güç çıkışını (kW) temsil eder. Bazı emisyonların mol kütleleri ise aşağıdaki Çizelge 4.2' de verilmiştir.

İs emisyonları ise, AVL 415 S cihazı ile FSN ve mg/m^3 olarak elde edilmiştir. Daha sonra elde edilen sonuçlar, mg/m^3 ten doğrudan g/kWh olarak özgül emisyonu dönüştürülmüştür. FSN ve mg/m^3 dönüşümünün doğruluğunu teyit etmek için, aşağıdaki formülasyondan yararlanılmış ve sonuçların çok yakın olduğu görülmüştür.

$$\rho_c = 1 / 0.405 \times 4.95 \times FSN \times e^{0.38 FSN} \quad [59]$$

Burada ρ_c mg/m^3 cinsinden is değerini, FSN' ler ise cihazdan okunan FSN değerlerini göstermektedir.

Çizelge 4.2 Egzoz emisyonlarının mol kütleleri

Komponent	Mol kütlesi (kg/kmol)	Not
NO ₂	46.006	NO _x , NO ₂ olarak kabul edilir.
CO	28.0104	
HC	13.876	HC1
Egzoz ıslak	28.84/28.82	%5 O ₂ /%9.6 O ₂

Çizelge 4.3 Soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları

Soğutma suyu giriş sıcaklığı (°C)						
	730-763 d/d	883-905 d/d	1098- 1109 d/d	1357- 1424 d/d	1677- 1771 d/d	1969- 2063 d/d
%0 H ₂	51	43	46	47	47	50
%25 H ₂	43	47	41	49	51	55
%50 H ₂	50	41	47	49	48	50
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (°C)						
%0 H ₂	101	89	83	83	84	87
%25 H ₂	91	91	85	86	87	93
%50 H ₂	98	95	88	82	85	89

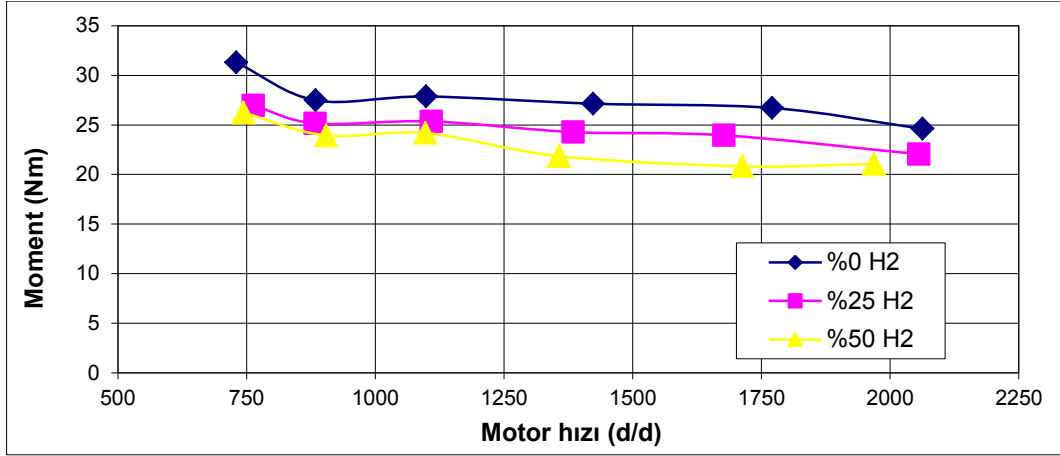
Çizelge 4.4 Gönderilen H₂' nin enerji akışı olarak, toplam yakıtın enerji akışına yüzdesel oranı

	730-763 d/d	883-905 d/d	1098- 1109 d/d	1357- 1424 d/d	1677- 1771 d/d	1969- 2063 d/d
%0 H ₂	0	0	0	0	0	0
%25 H ₂	28	24	24	24	24	21

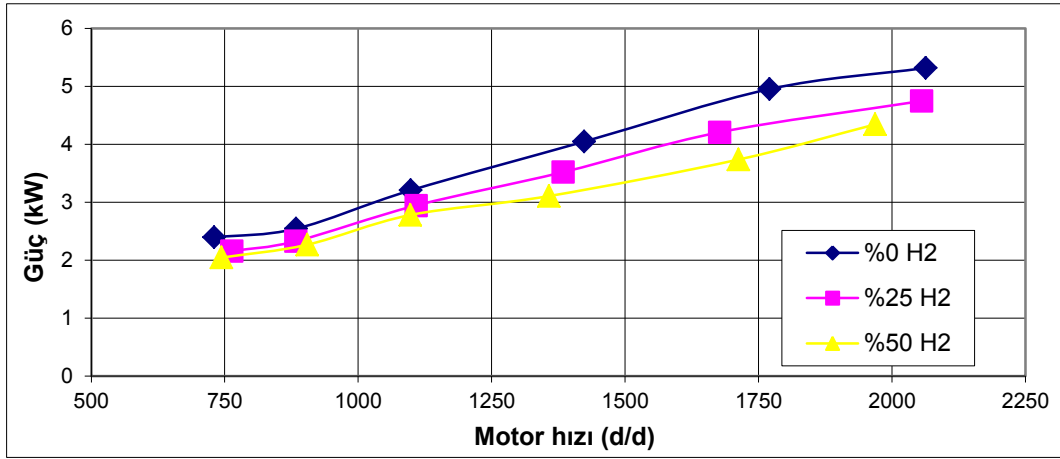
%50 H ₂	51	44	44	33	40	33
--------------------	----	----	----	----	----	----

Çizelge 4.5 Devire bağlı olarak gönderilen yakıtın alt ısı değeri, bir çevrimde silindire sokulan ısı miktarı ve gönderilen H₂ miktarı değişimi

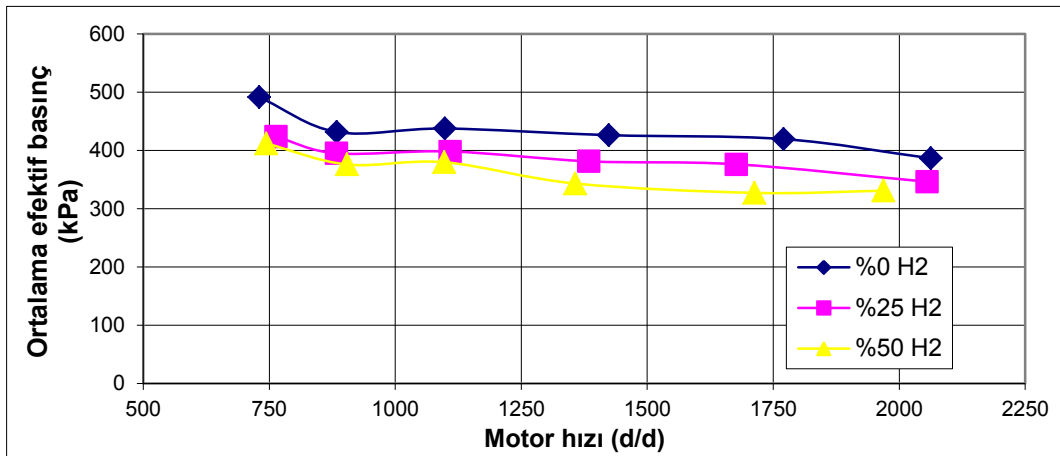
	730-763 d/d	883-905 d/d	1098- 1109 d/d	1357- 1424 d/d	1677- 1771 d/d	1969- 2063 d/d
Alt ısı değeri (kJ/kg)						
%0 H ₂	42500	42500	42500	42500	42500	42500
%25 H ₂	51683	50172	50215	50354	50362	49292
%50 H ₂	63630	59213	59600	54115	57327	53869
Bir çevrimde silindire sokulan toplam yakıtın ısı değeri (kJ/çev)						
%0 H ₂	1.324	1.238	1.225	1.226	1.152	1.307
%25 H ₂	1.242	1.182	1.156	1.135	1.124	1.253
%50 H ₂	1.312	1.190	1.159	1.078	1.063	1.290
Gönderilen H ₂ miktarı (sL/d)						
%0 H ₂	0	0	0	0	0	0
%25 H ₂	12.1	11.5	14.2	17.6	21.13	25.5
%50 H ₂	23.3	21.8	26.2	22.5	33.8	38.5



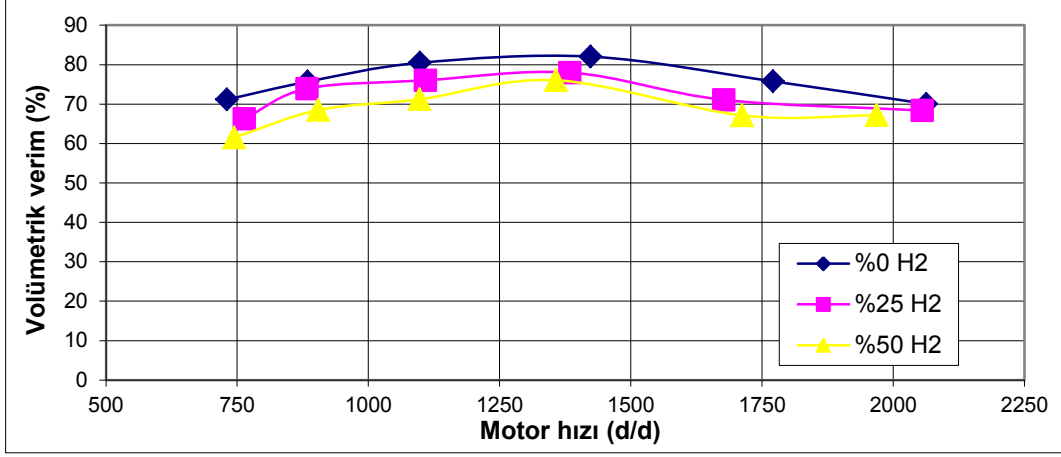
Şekil 4.32 Farklı hidrojen oranlarında motor momentinin motor hızına göre değişimi



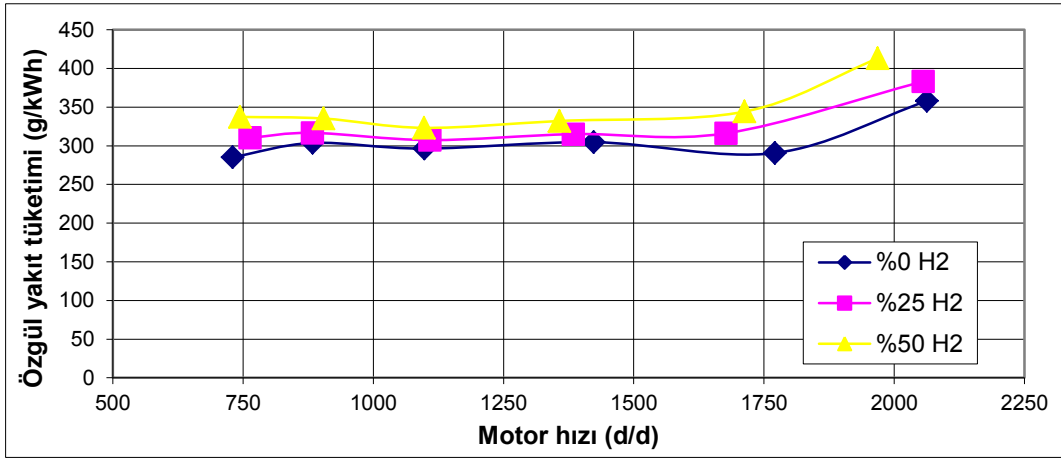
Şekil 4.33 Farklı hidrojen oranlarında motor gücünün motor hızı ile değişimi



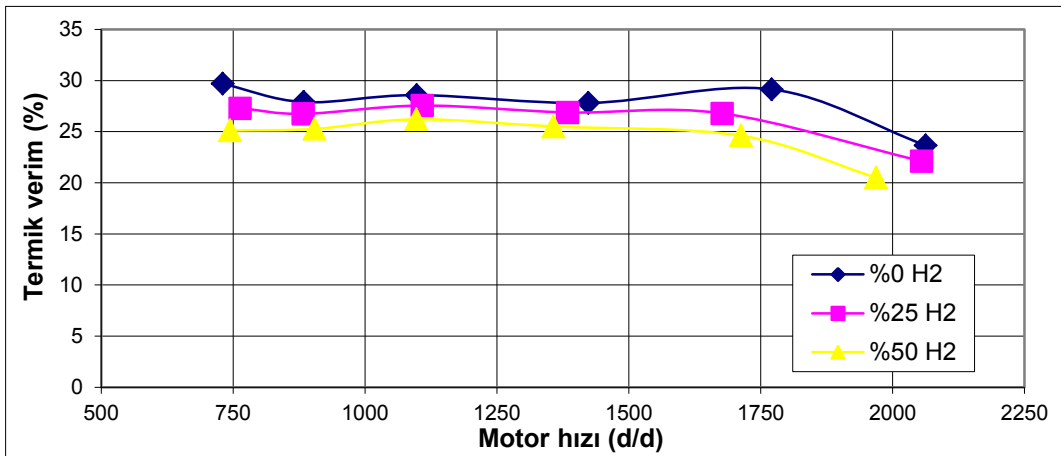
Şekil 4.34 Farklı hidrojen oranlarında ortalama efektif basıncın motor hızı ile değişimi



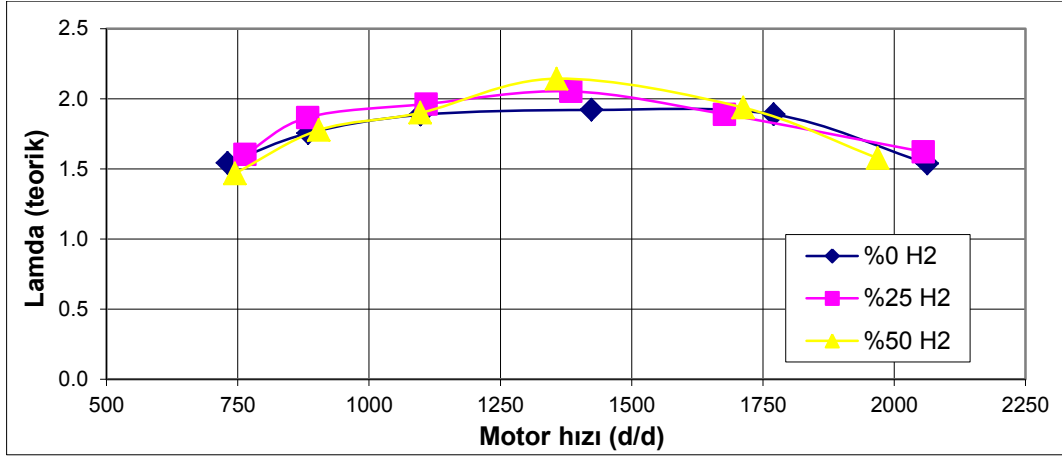
Şekil 4.35 Farklı hidrojen oranlarında volümetrik verimin motor hızı ile değişimi



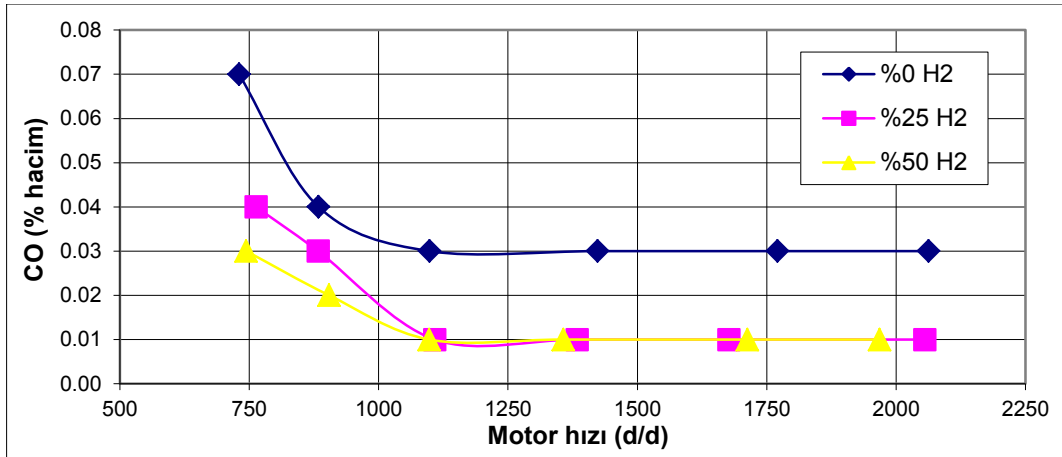
Şekil 4.36 Farklı hidrojen oranlarında özgül yakıt tüketiminin motor hızı ile değişimi



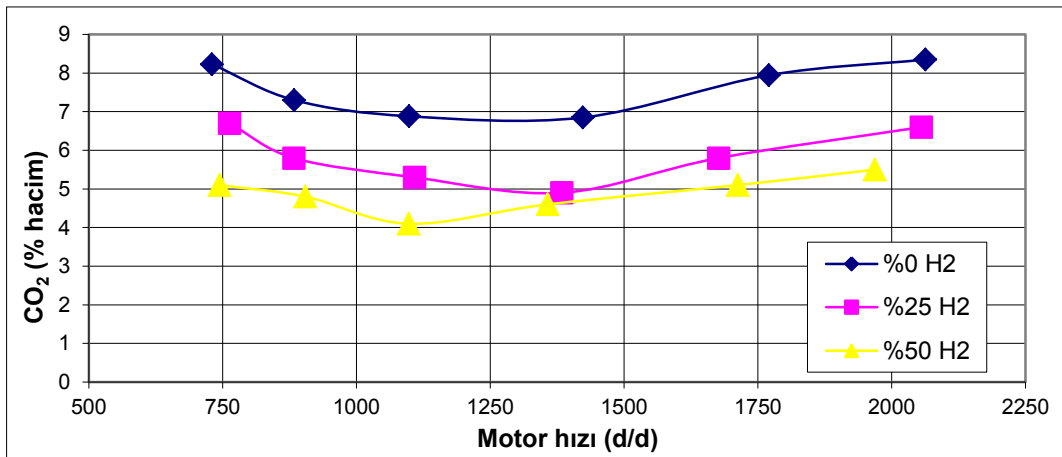
Şekil 4.37 Farklı hidrojen oranlarında termik verimin motor hızı ile değişimi



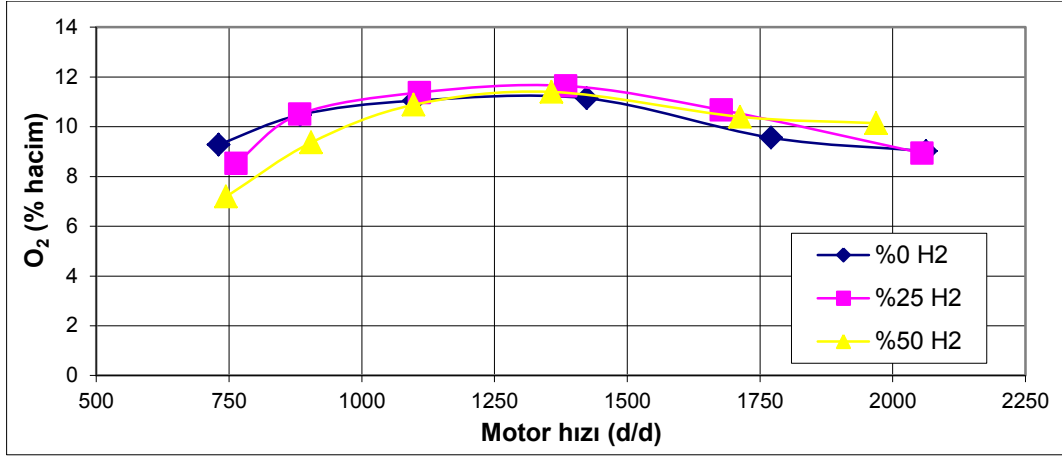
Şekil 4.38 Farklı hidrojen oranlarında lamdanın (teorik) motor hızı ile değişimi



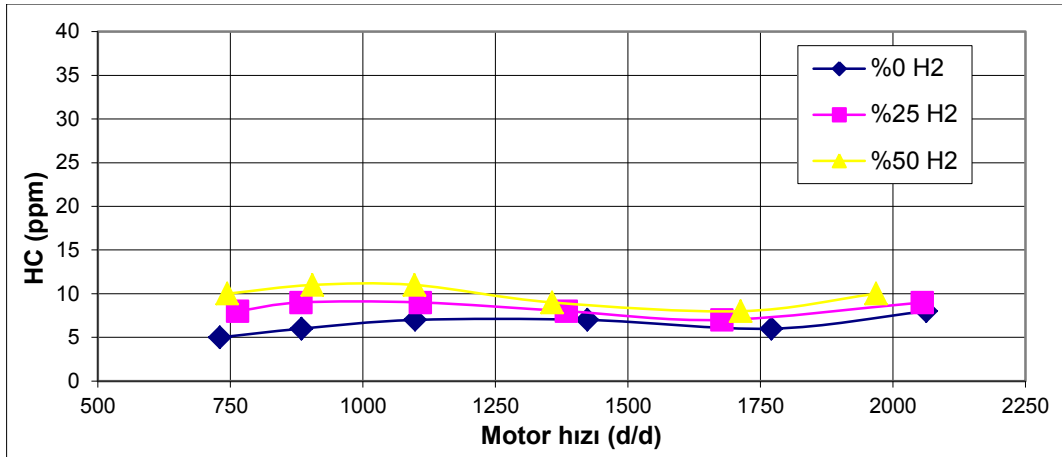
Şekil 4.39 Farklı hidrojen oranlarında CO (% hacim)' nin motor hızı ile değişimi



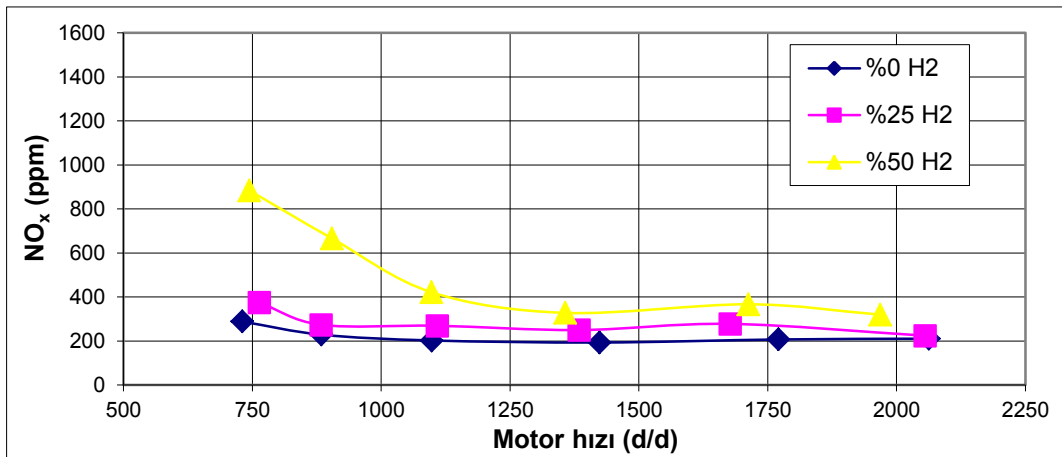
Şekil 4.40 Farklı hidrojen oranlarında CO₂ (% hacim)' nin motor hızı ile değişimi



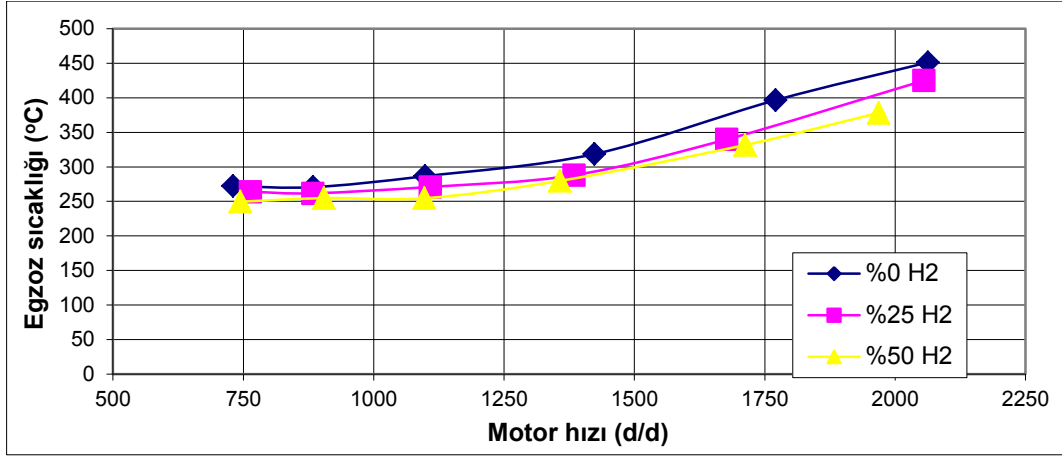
Şekil 4.41 Farklı hidrojen oranlarında O₂ (% hacim)' nin motor hızı ile değişimi



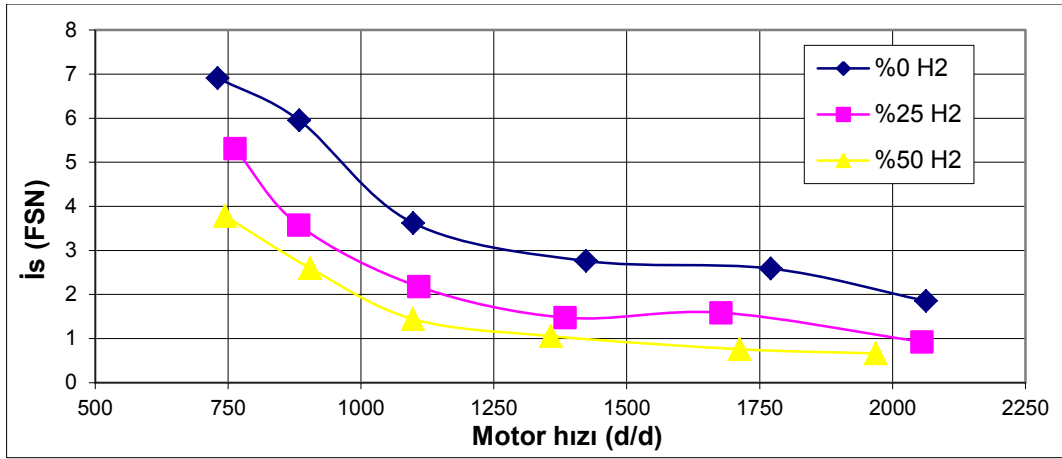
Şekil 4.42 Farklı hidrojen oranlarında HC (ppm)' nin motor hızı ile değişimi



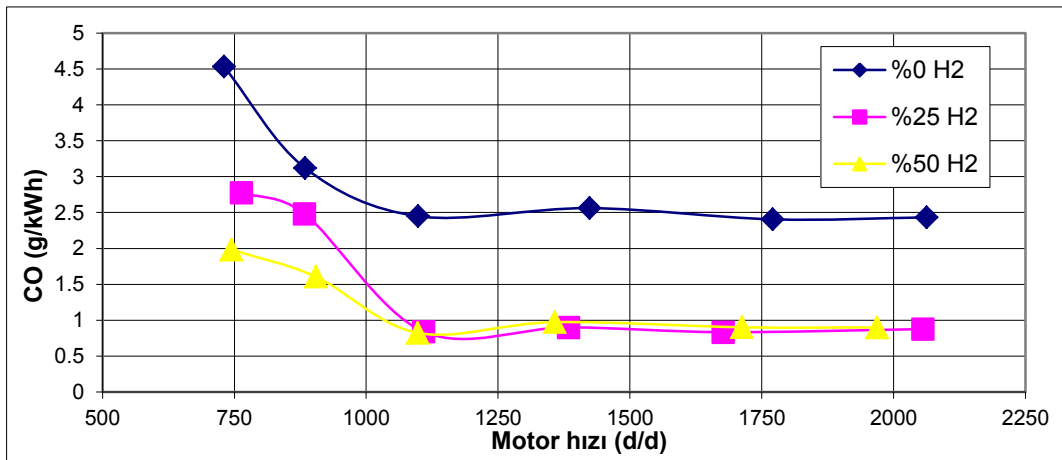
Şekil 4.43 Farklı hidrojen oranlarında NO_x (ppm)' in motor hızı ile değişimi



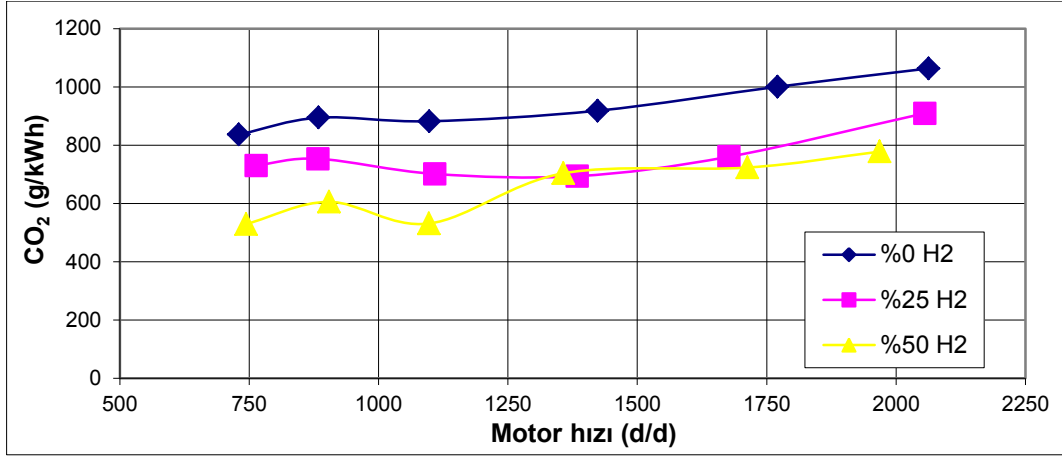
Şekil 4.44 Farklı hidrojen oranlarında egzoz sıcaklığının motor hızı ile değişimi



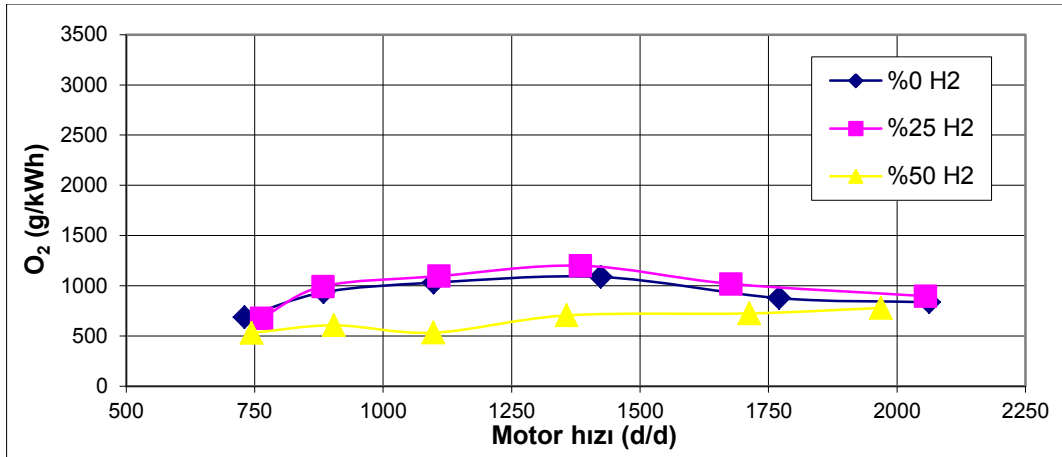
Şekil 4.45 Farklı hidrojen oranlarında isin (FSN) motor hızı ile değişimi



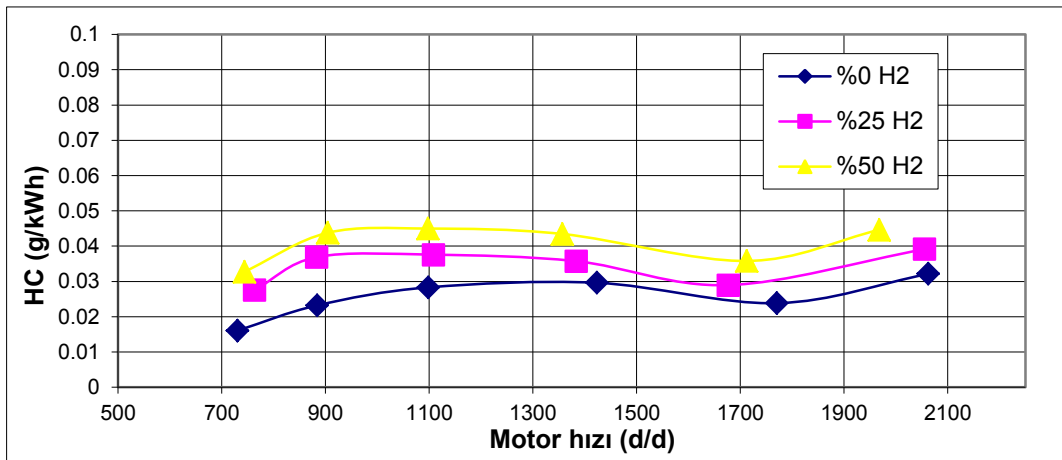
Şekil 4.46 Farklı hidrojen oranlarında CO (g/kWh)' nun motor hızı ile değişimi



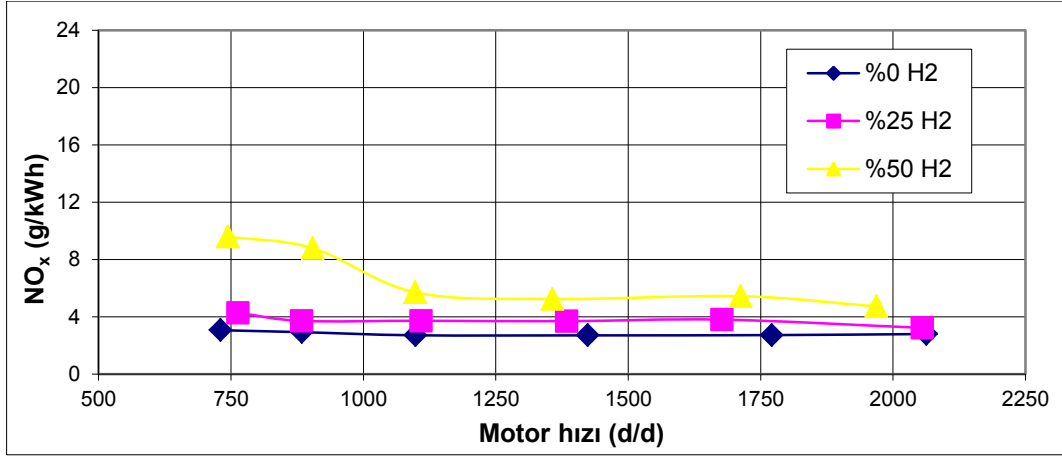
Şekil 4.47 Farklı hidrojen oranlarında CO₂ (g/kWh)' nin motor hızı ile değişimi



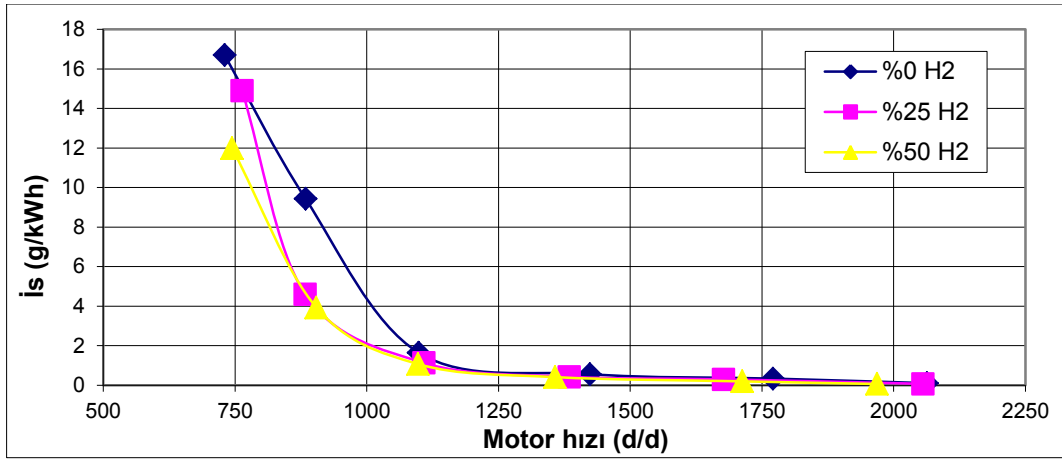
Şekil 4.48 Farklı hidrojen oranlarında O₂ (g/kWh)' nin motor hızı ile değişimi



Şekil 4.49 Farklı hidrojen oranlarında HC (g/kWh)' nin motor hızı ile değişimi



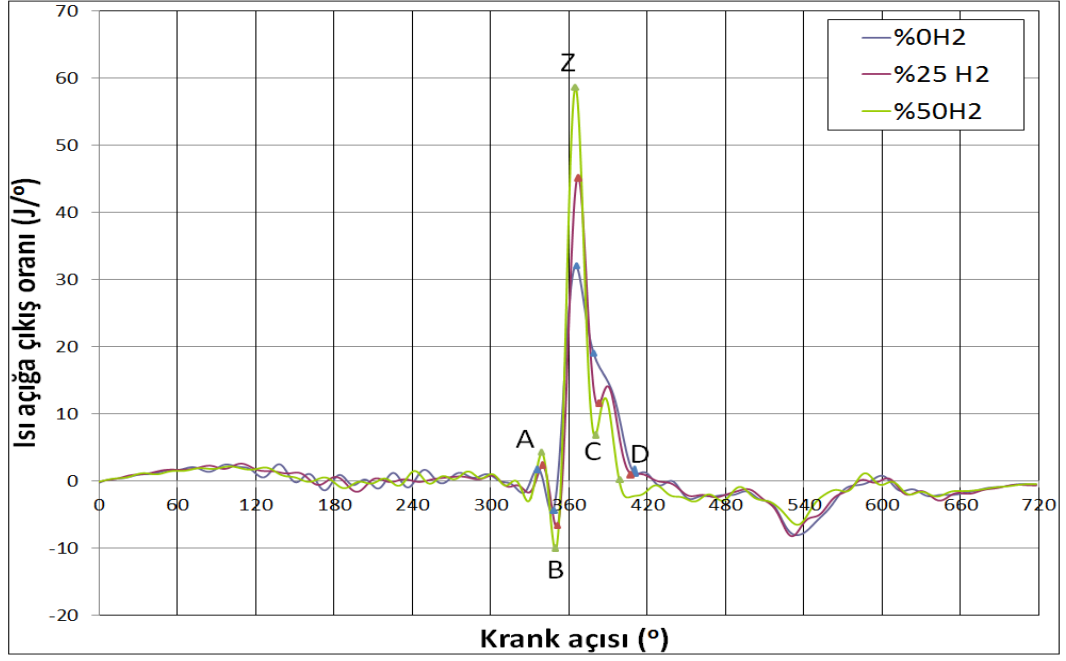
Şekil 4.50 Farklı hidrojen oranlarında NO_x (g/kWh)' in motor hızı ile değişimi



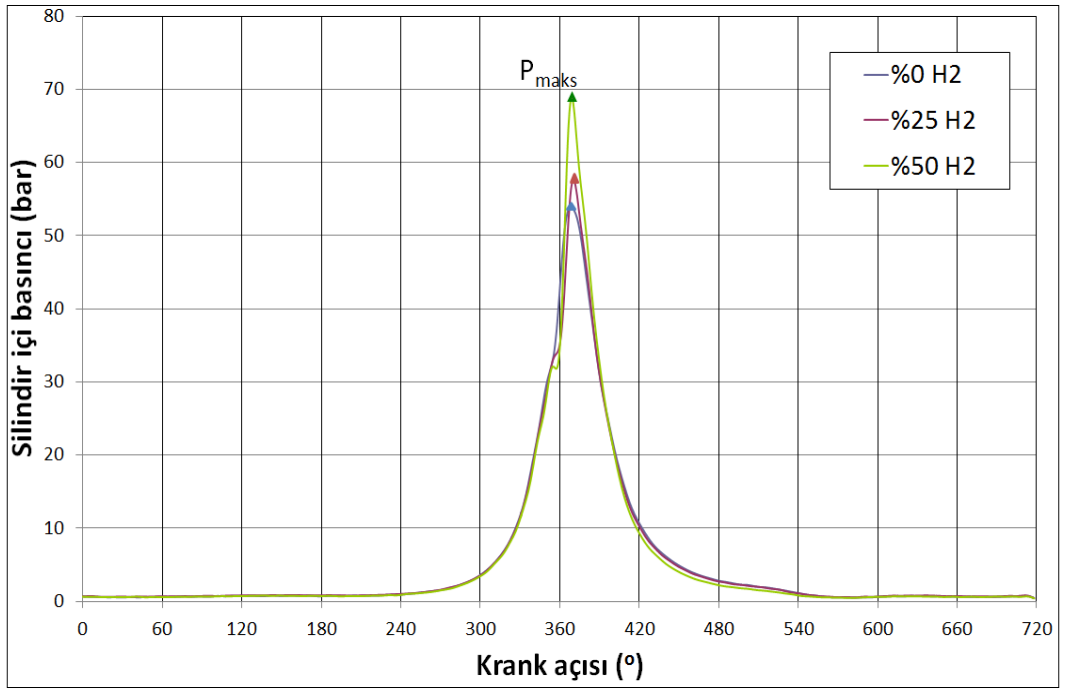
Şekil 4.51 Farklı hidrojen oranlarında isin (g/kWh) motor hızı ile değişimi

4.2.1.1 Isıl Analiz

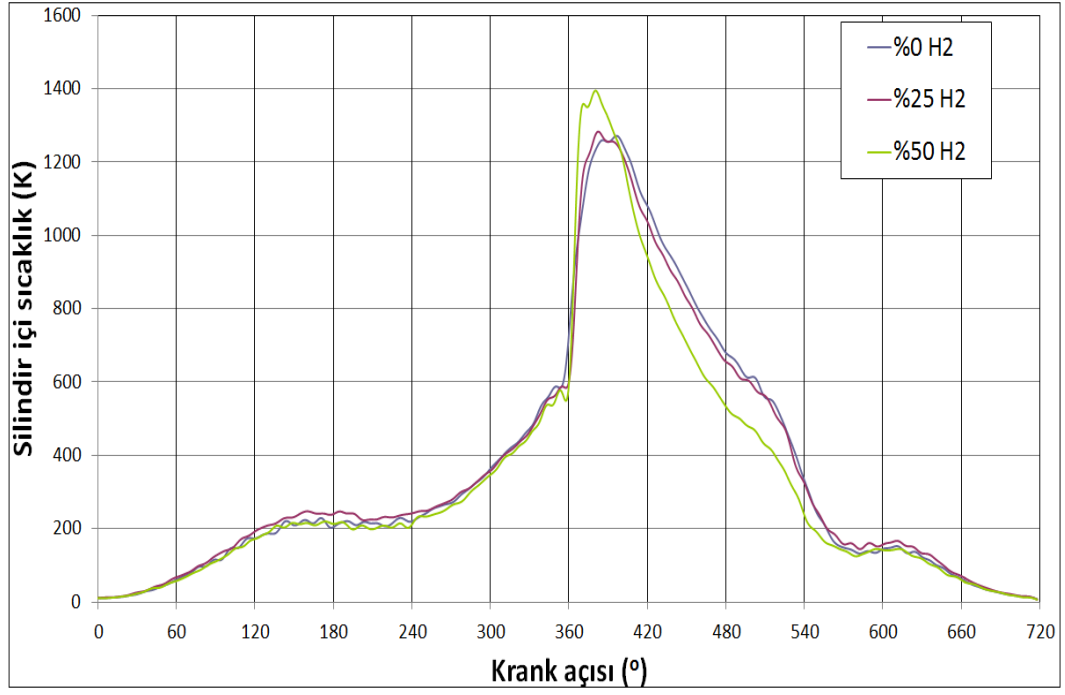
680-740 d/d



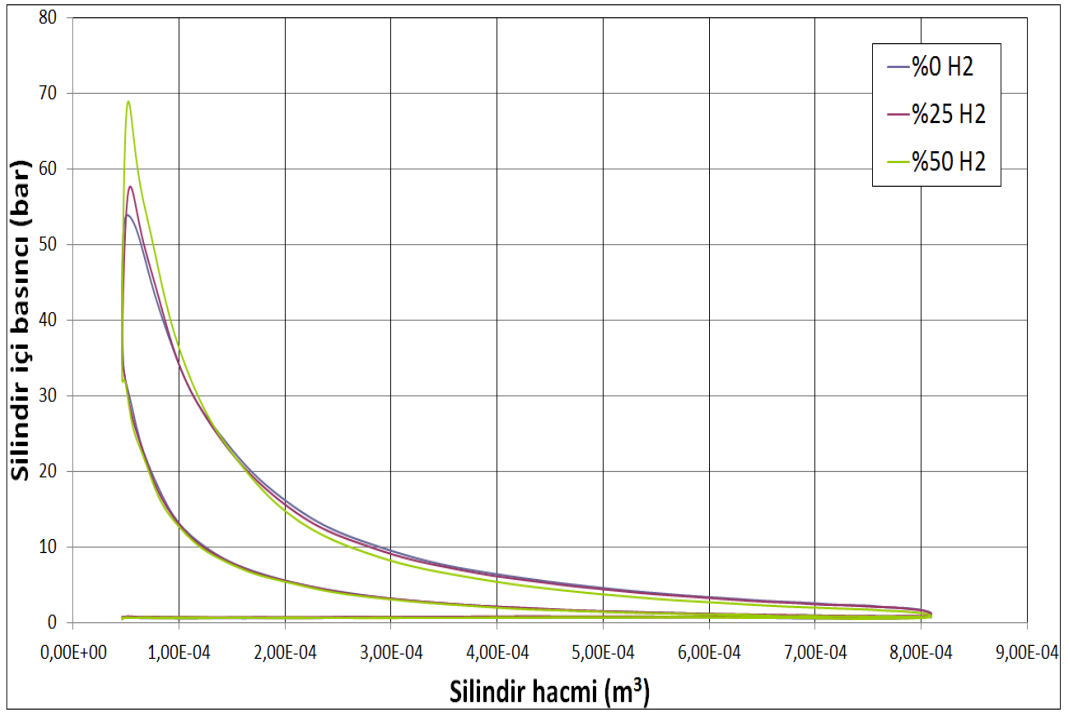
Şekil 4.52 680-740 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında ısı açığa çıkış oranının krank açısı ile değişimi



Şekil 4.53 680-740 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının krank açısı ile değişimi



Şekil 4.54 680-740 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi sıcaklığın krank açısı ile değişimi

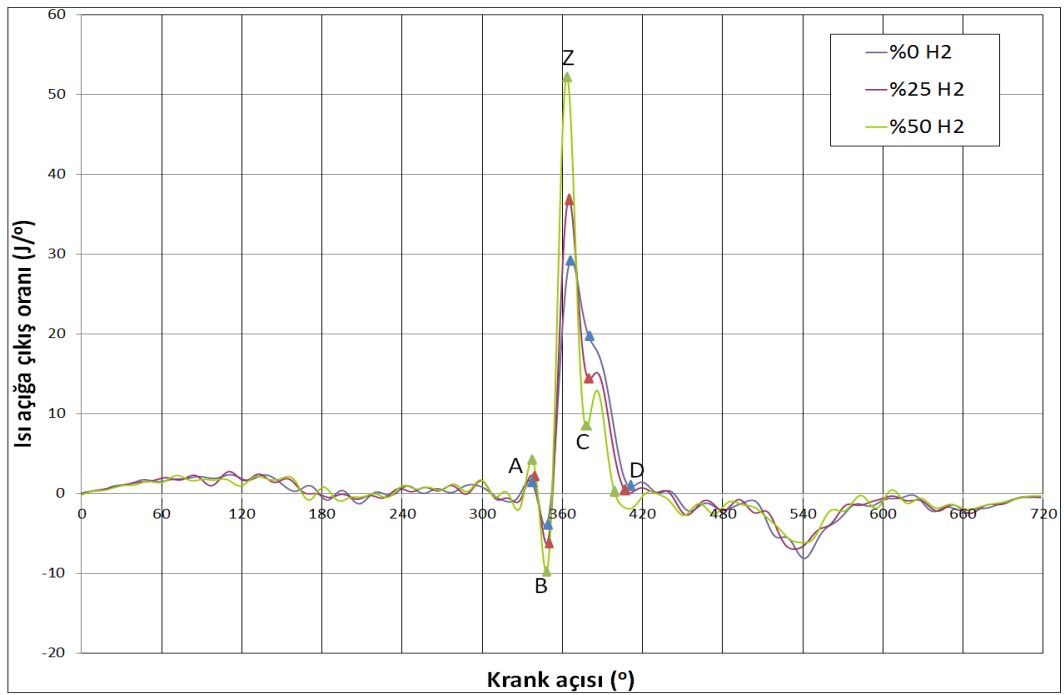


Şekil 4.55 680-740 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının silindir içi hacmi ile değişimi

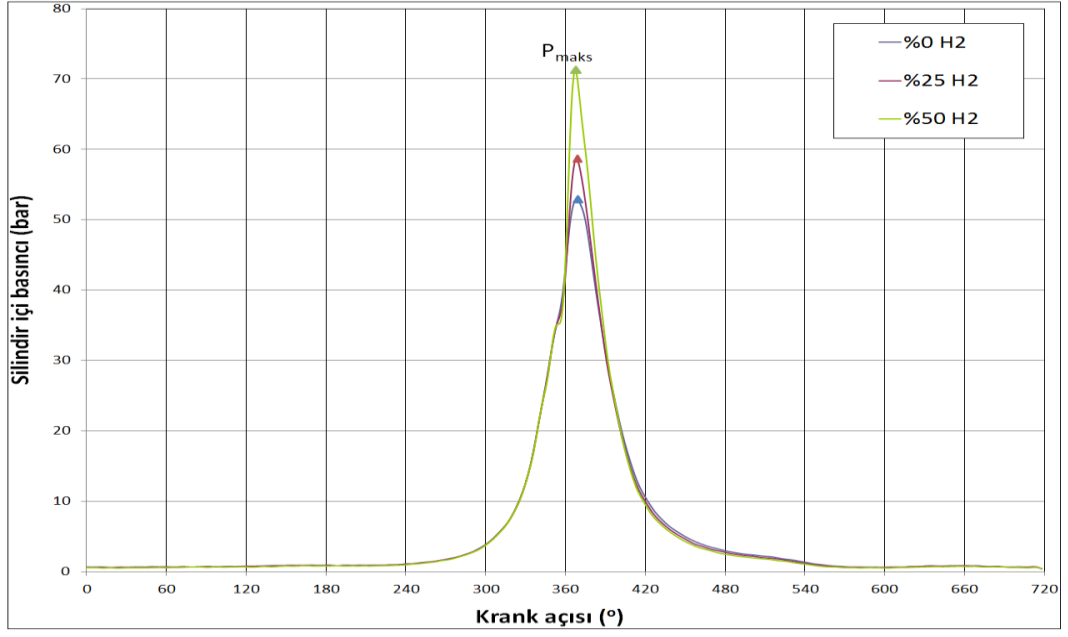
Çizelge 4.6 680-740 d/d şartında farklı hidrojen oranlarındayanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı

	A-B (°)	B-C (°)	C-D (°)	Z (J/°)	P _{maks} (bar)	B-C (J)	C-D (J)
%0 H ₂	12	29.5	31.5	31.4	53.3	1155.3	786.4
%25 H ₂	10	32.5	21	44.8	57.4	1518.9	391.9
%50 H ₂	11	30	19.5	57.9	68.2	1656.8	326.7

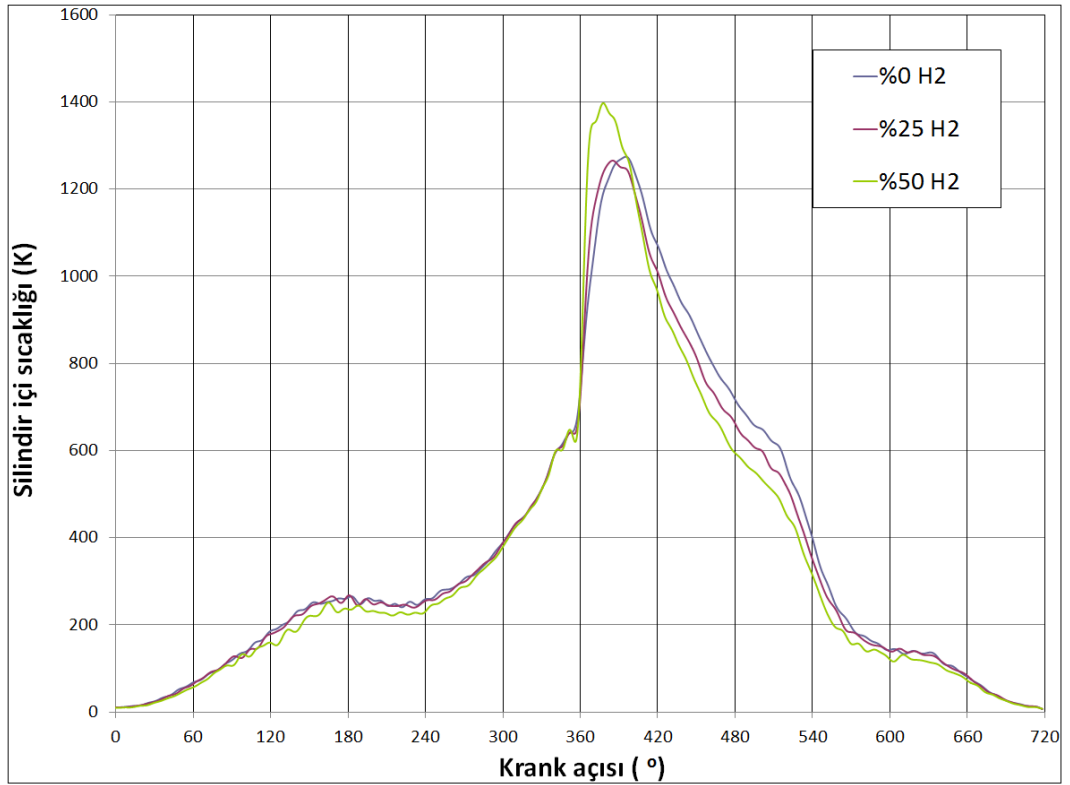
890-920 d/d



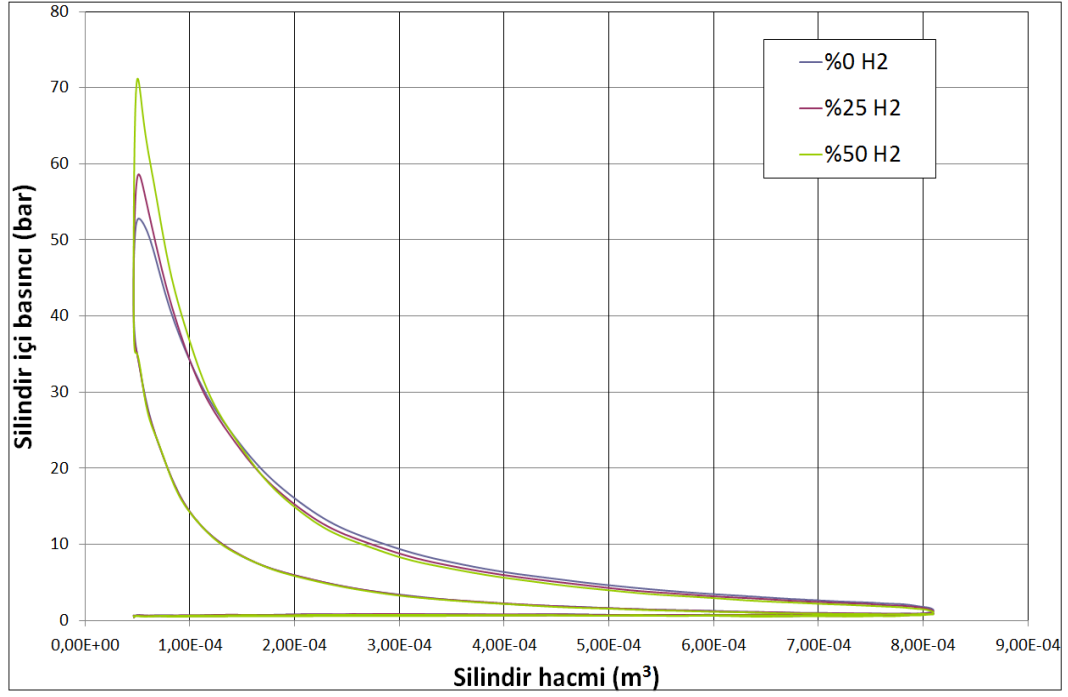
Şekil 4.56 890-920 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında ısı açığa çıkış oranının krank açısı ile değişimi



Şekil 4.57 890-920 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının krank açısı ile değişimi



Şekil 4.58 890-920 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi sıcaklığın krank açısı ile değişimi

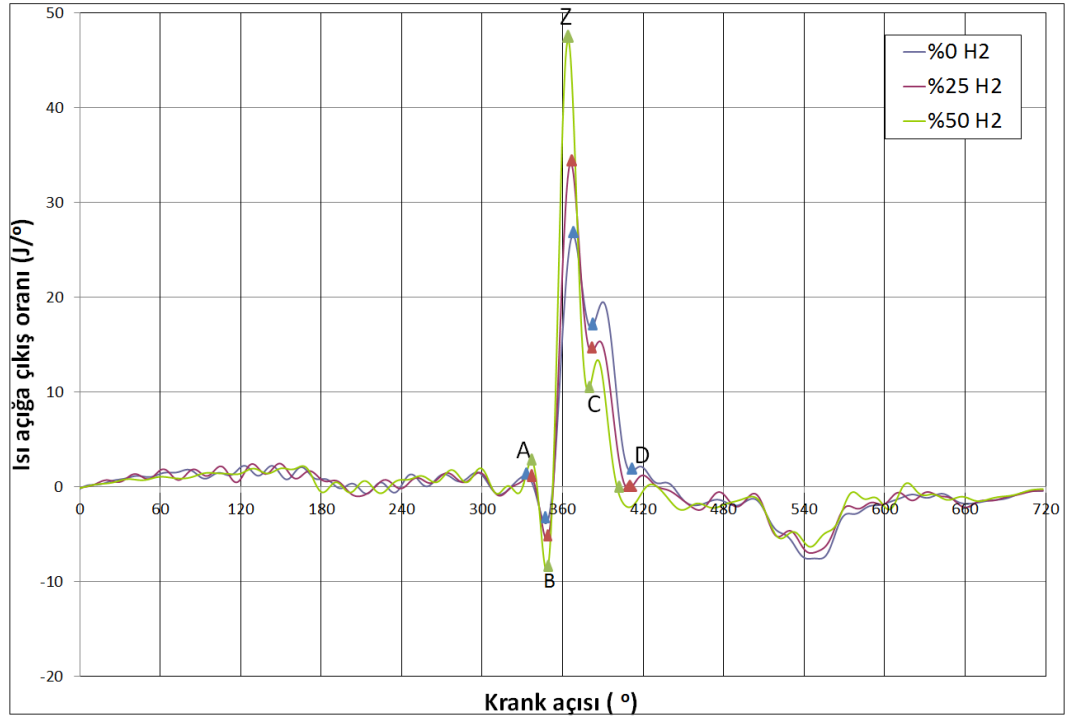


Şekil 4.59 890-920 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının silindir içi hacmi ile değişimi

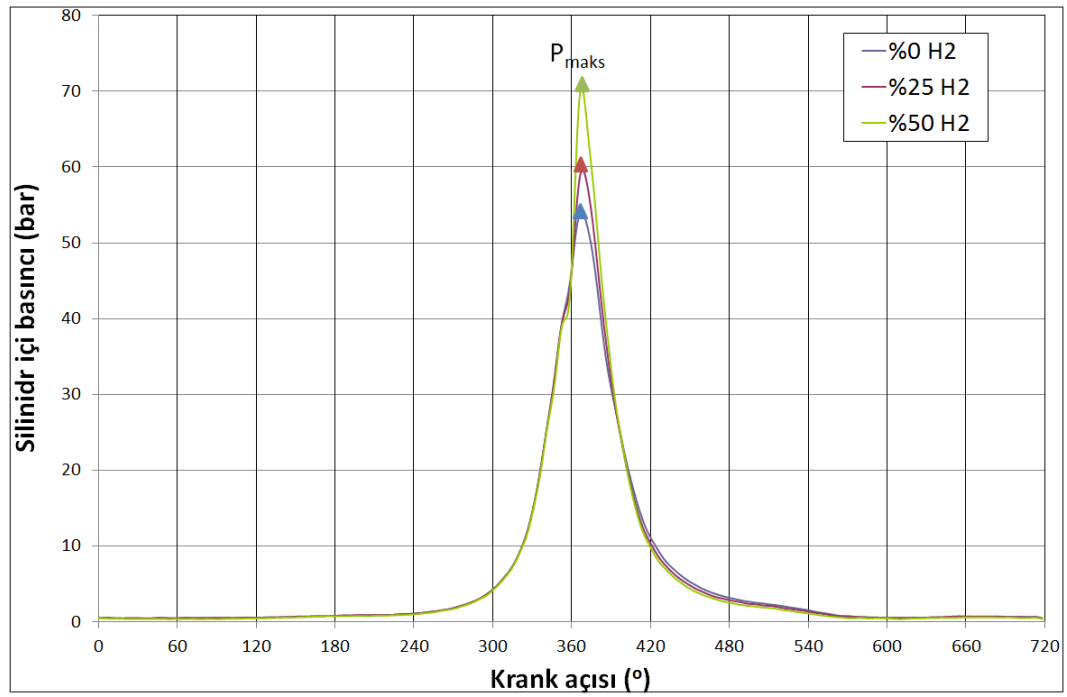
Çizelge 4.7 890-920 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı

	A-B (°)	B-C (°)	C-D (°)	Z (J/°)	P _{maks} (bar)	B-C (J)	C-D (J)
%0 H ₂	10.5	35.5	27	28.7	52.1	1115.6	710.8
%25 H ₂	11.5	33	27.5	37.3	57.8	1203.6	571.3
%50 H ₂	13	30	21.5	51.7	70.2	1494.5	378.2

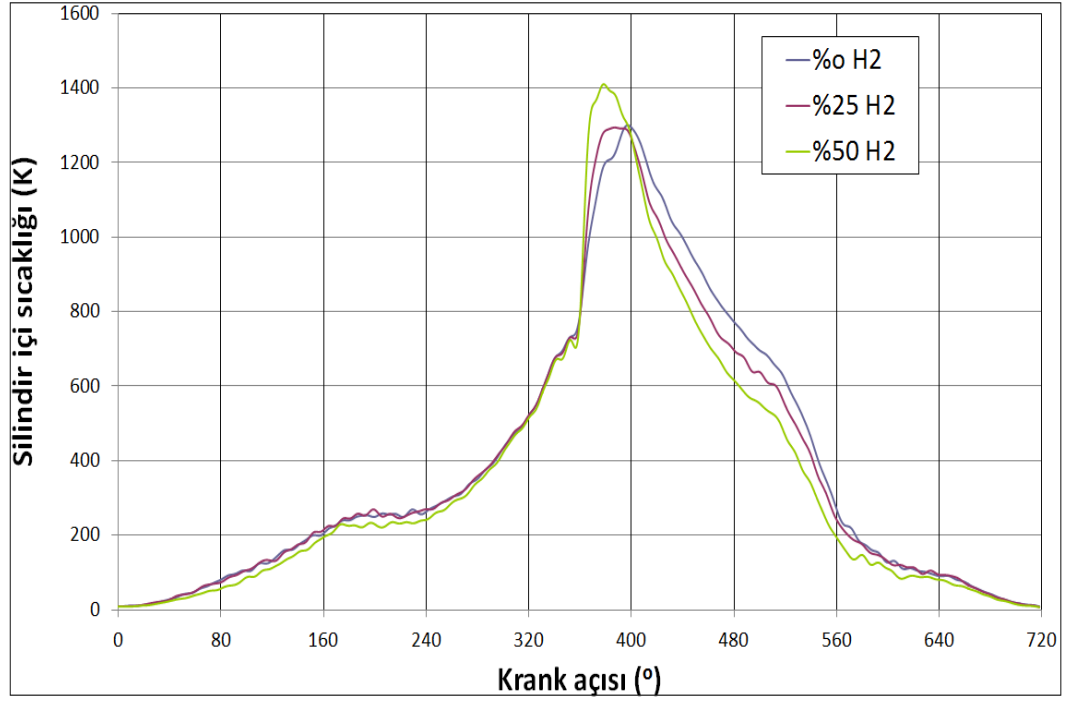
1065-1100 d/d



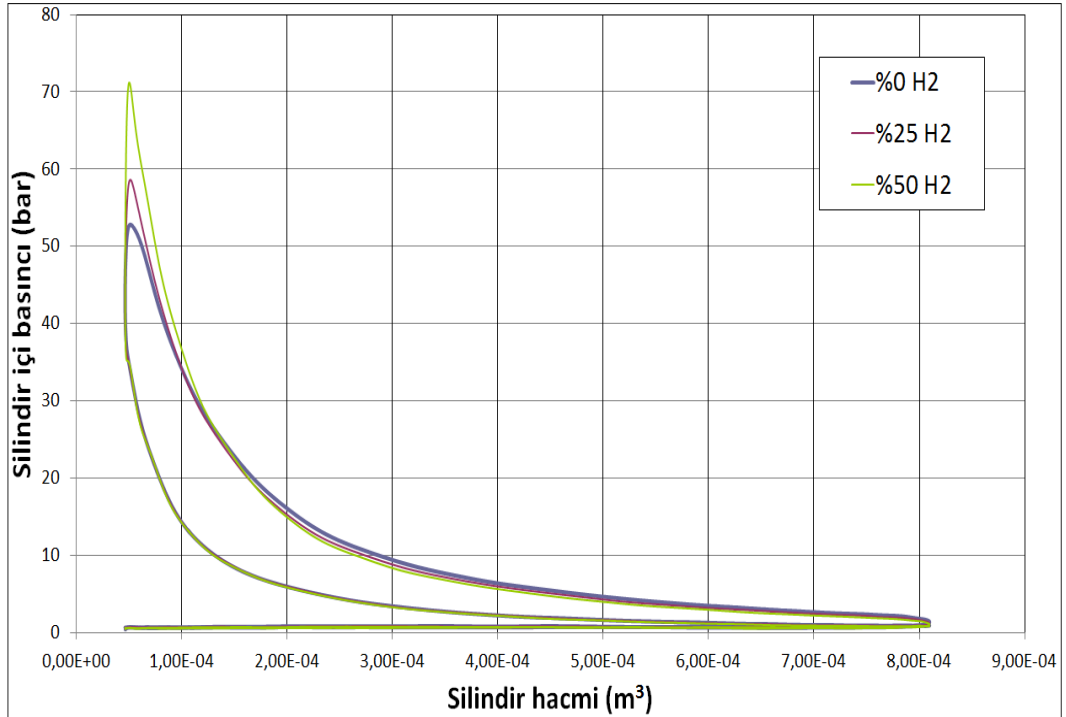
Şekil 4.60 1065-1100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında ısı açığa çıkış oranının krank açısı ile değişimi



Şekil 4.61 1065-1100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının krank açısı ile değişimi



Şekil 4.62 1065-1100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi sıcaklığın krank açısı ile değişimi

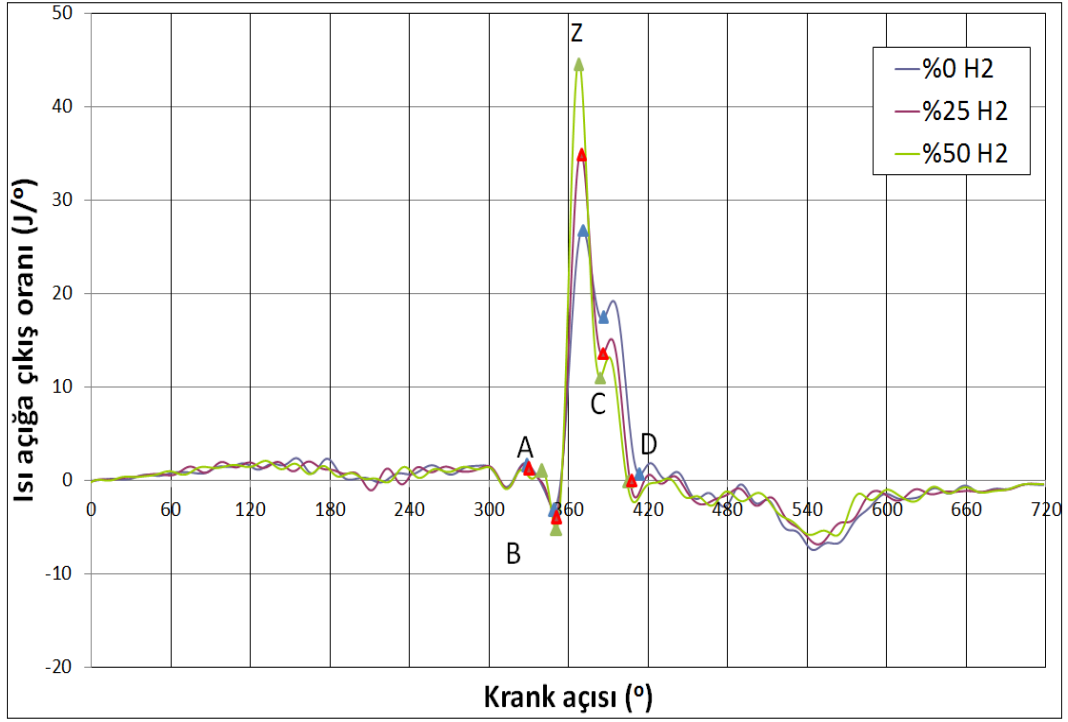


Şekil 4.63 1065-1100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının silindir içi hacmi ile değişimi

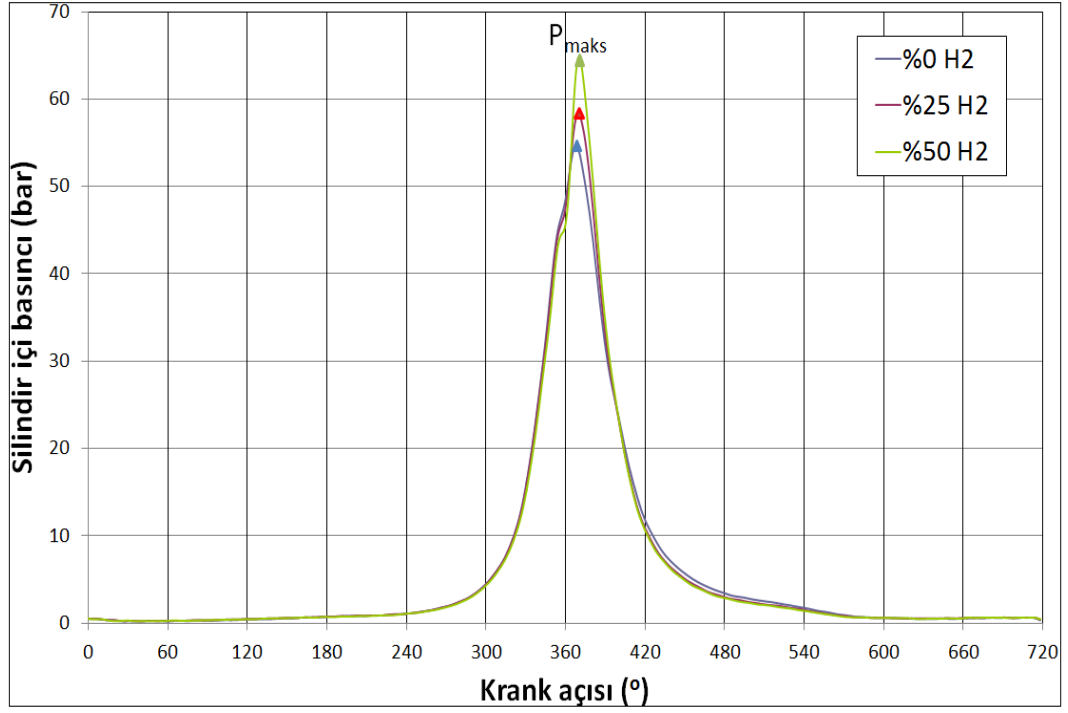
Çizelge 4.8 1065-1100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı

	A-B (°)	B-C (°)	C-D (°)	Z (J/°)	P _{maks} (bar)	B-C (J)	C-D (J)
%0 H ₂	17	34	29.5	26.0	55.2	1009.8	783.2
%25 H ₂	14.5	33.5	26	33.8	59.0	1214.1	526.2
%50 H ₂	12	31	22	46.5	69.8	1421.6	401.3

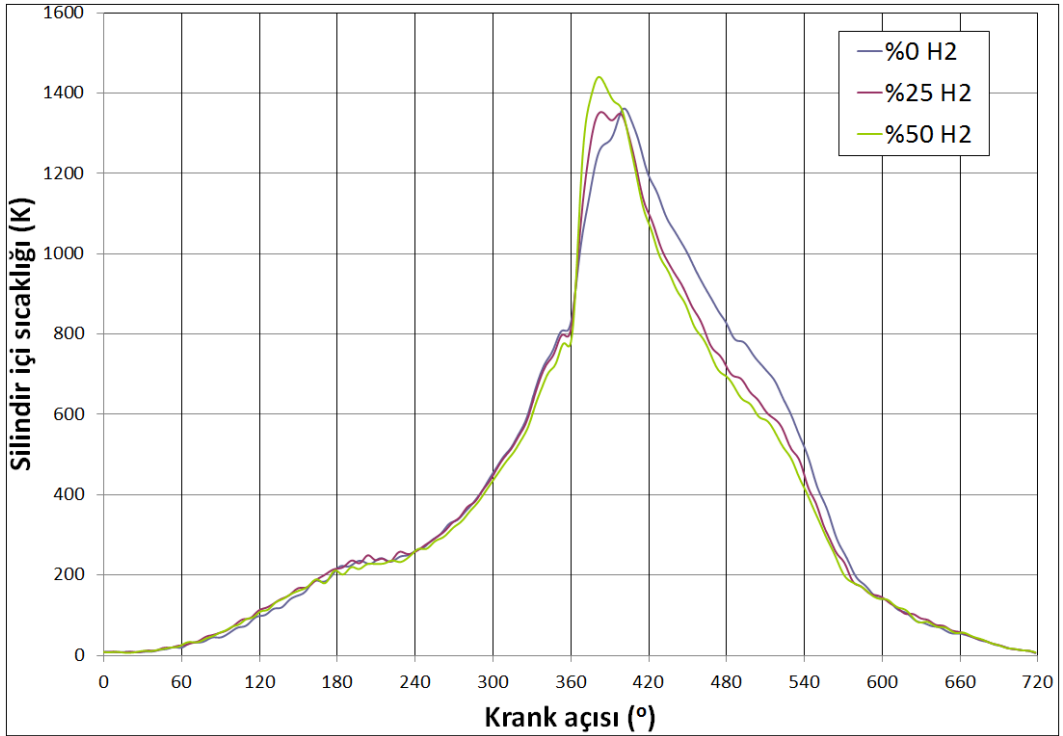
1350-1420 d/d



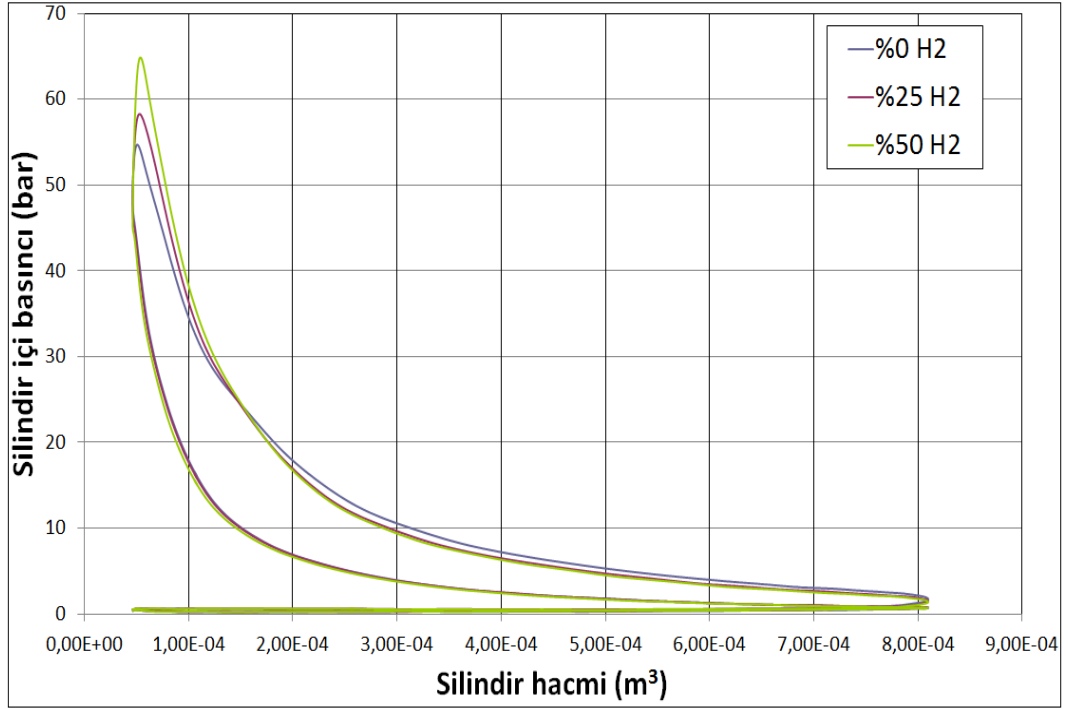
Şekil 4.64 1350-1420 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında ısı açığa çıkış oranının krank açısı ile değişimi



Şekil 4.65 1350-1420 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının krank açısı ile değişimi



Şekil 4.66 1350-1420 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi sıcaklığın krank açısı ile değişimi

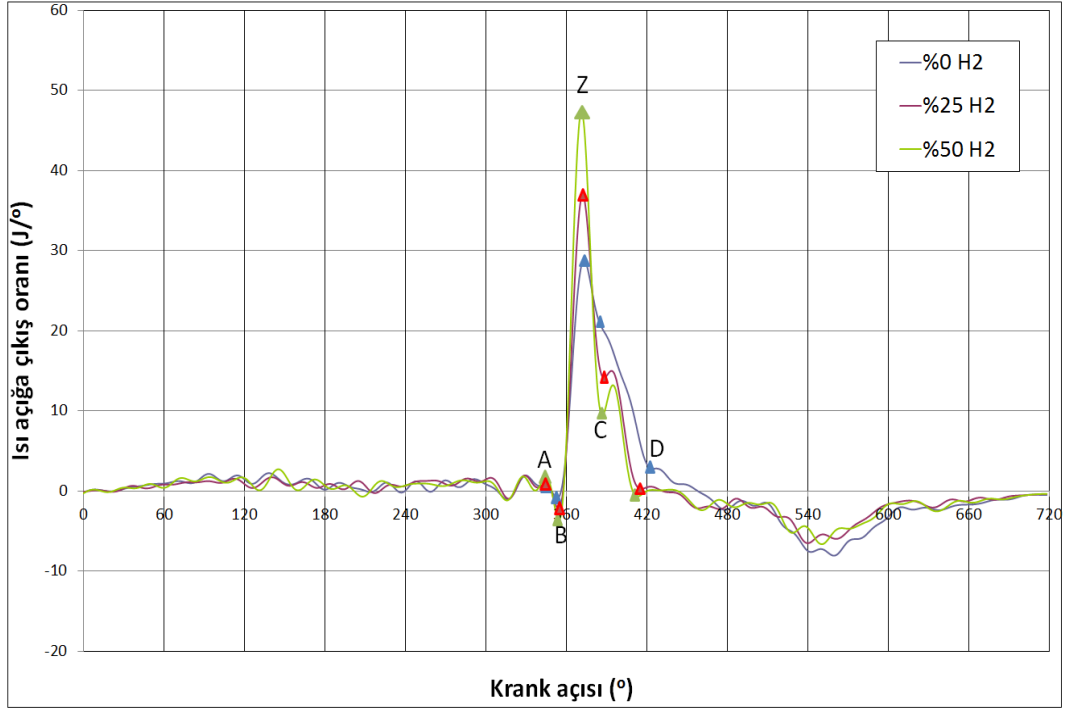


Şekil 4.67 1350-1420 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının silindir içi hacmi ile değişimi

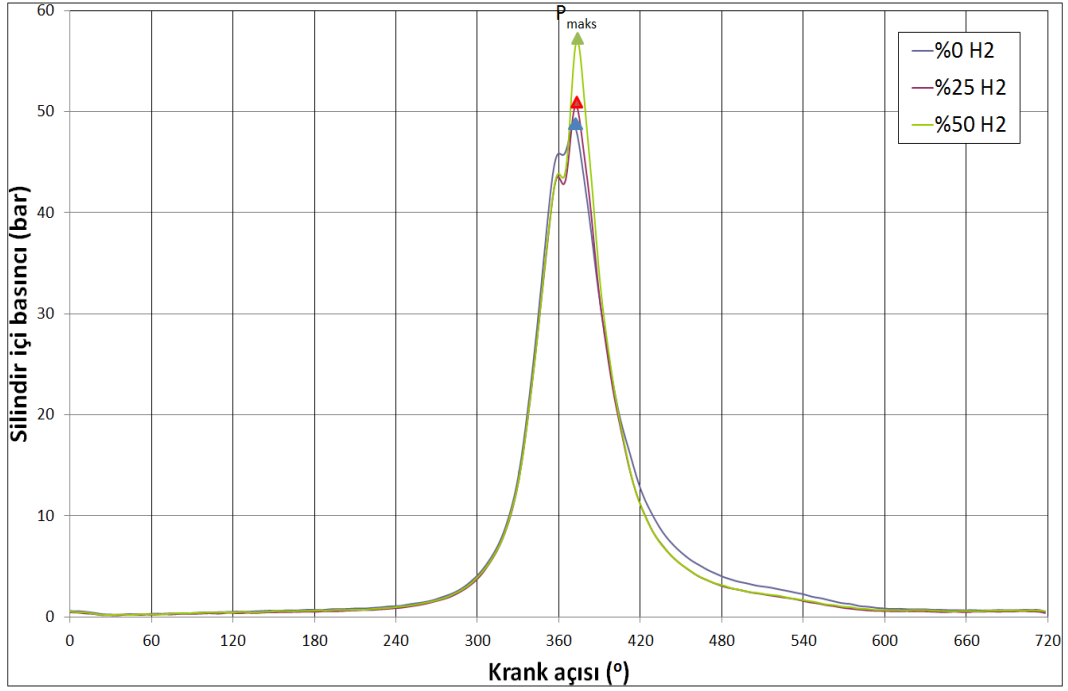
Çizelge 4.9 1350-1420 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı

	A-B (°)	B-C (°)	C-D (°)	Z (J/°)	P _{maks} (bar)	B-C (J)	C-D (J)
%0 H ₂	23	34	30.5	26.485	54.144	988.498	865.3341
%25 H ₂	24.5	36	22.5	34.706	58.952	1290.344	500.2487
%50 H ₂	13	33	21.5	44.258	68.849	1471.93	412.6789

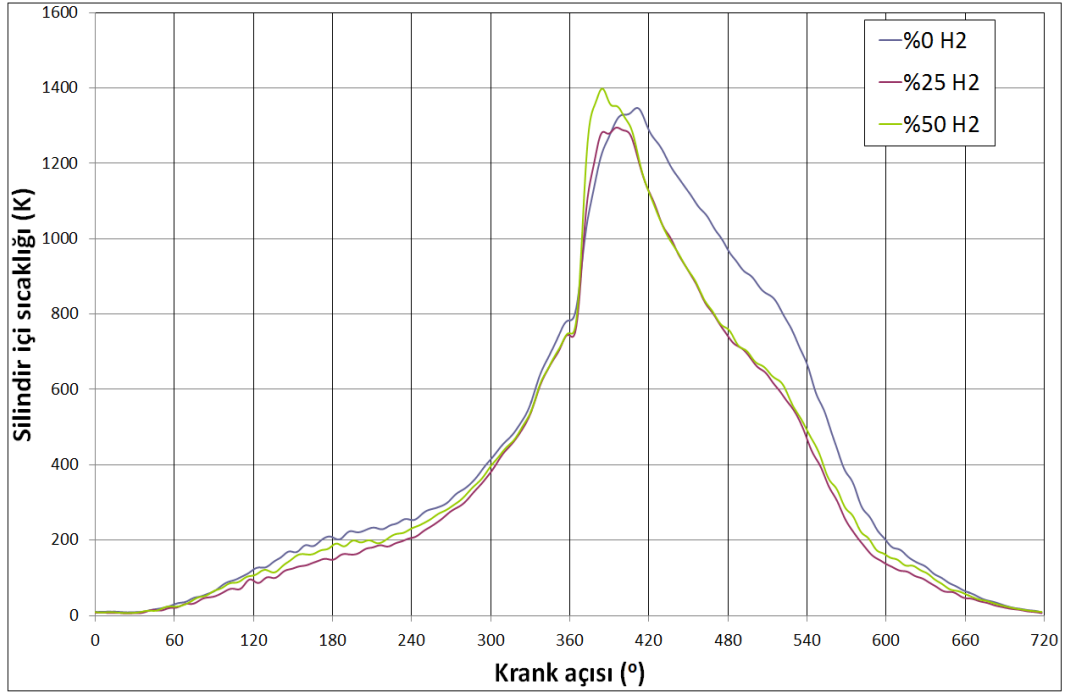
1670-1730 d/d



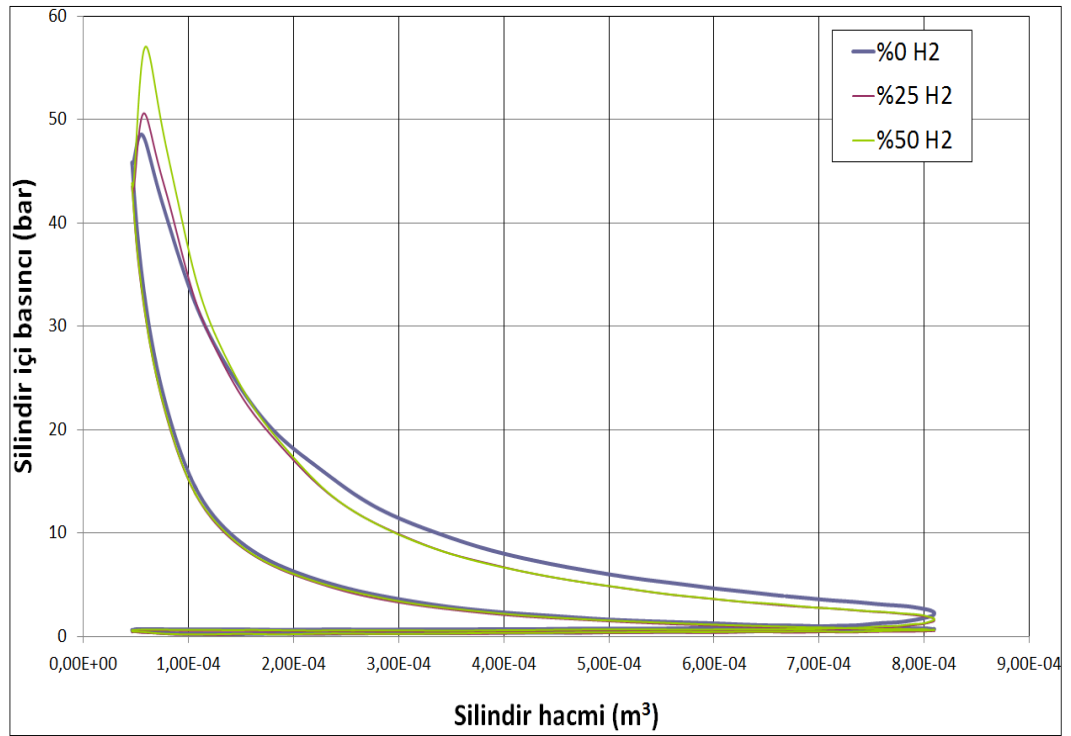
Şekil 4.68 1670-1730 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında ısı açığa çıkış oranının krank açısı ile değişimi



Şekil 4.69 1670-1730 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının krank açısı ile değişimi



Şekil 4.70 1670-1730 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi sıcaklığın krank açısı ile değişimi

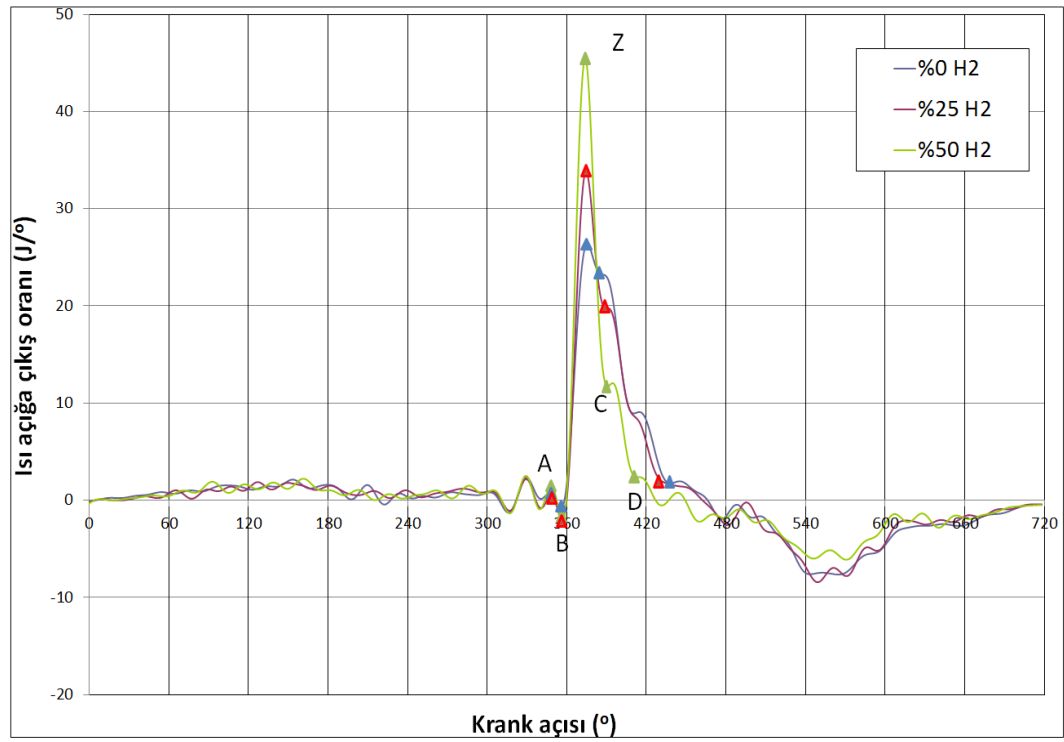


Şekil 4.71 1670-1730 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının silindir içi hacmi ile değişimi

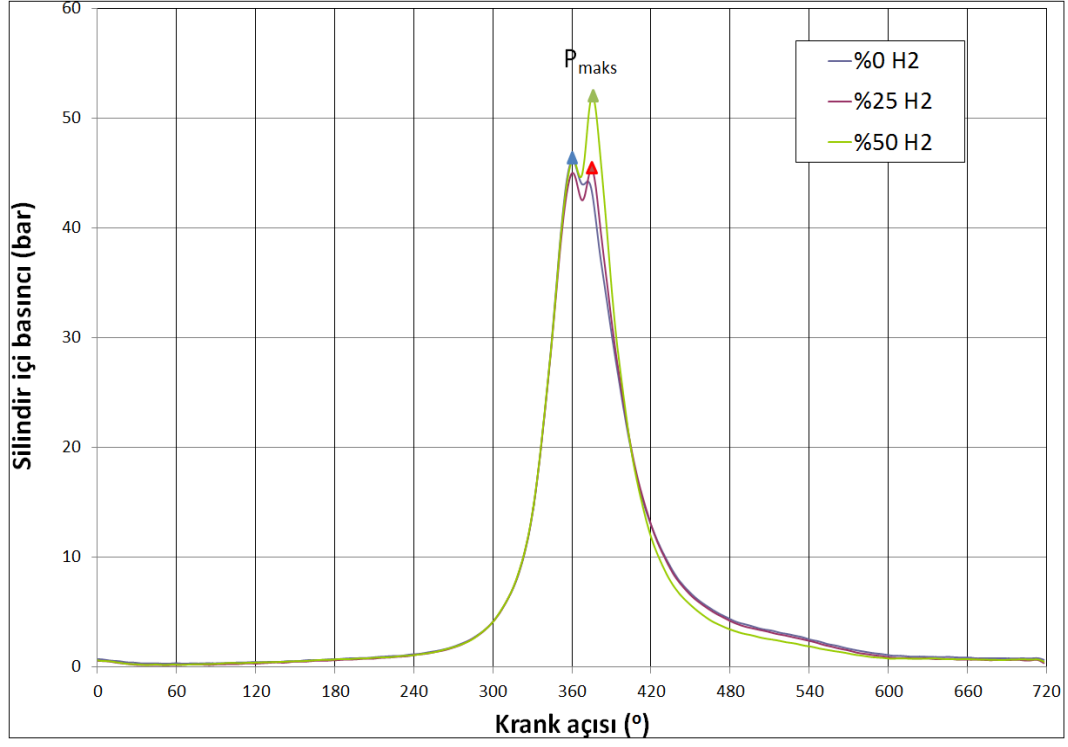
Çizelge 4.10 1670-1730 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı

	A-B (°)	B-C (°)	C-D (°)	Z (J/°)	P _{maks} (bar)	B-C (J)	C-D (J)
%0 H ₂	11.5	33.5	36.5	28.6	48.5	1115.5	953.9
%25 H ₂	11	34	26.5	36.8	50.4	1330.1	513.7
%50 H ₂	11	33	23	47.1	57.0	1526.1	402.0

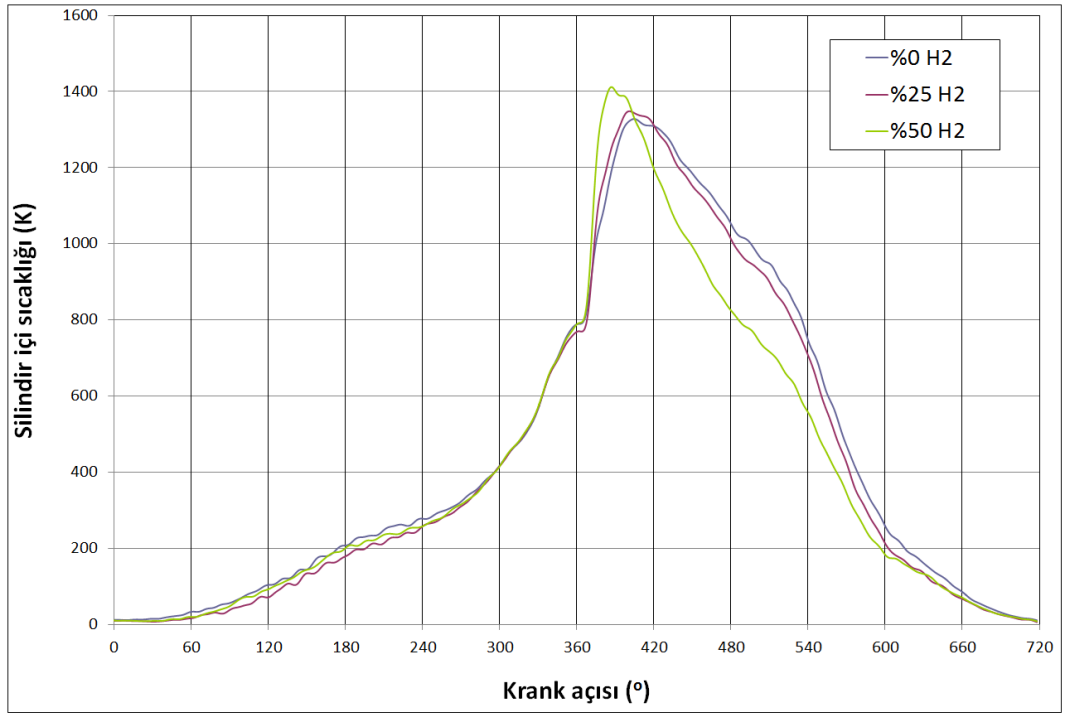
1970-2100 d/d



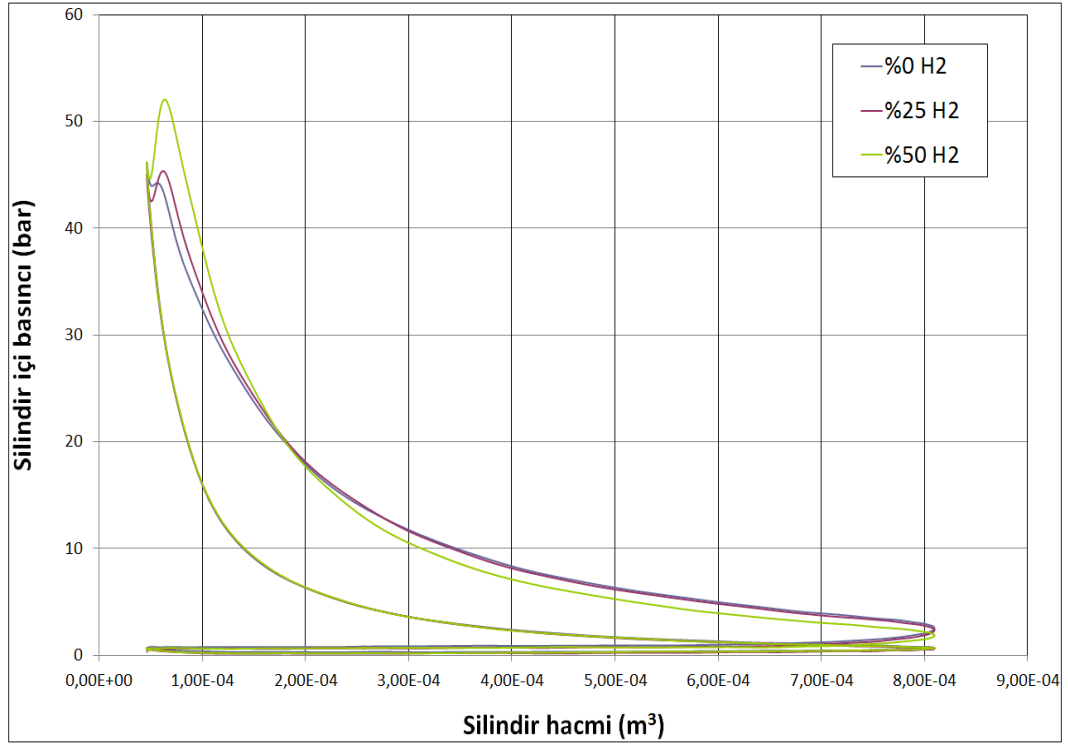
Şekil 4.72 1970-2100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında ısı açığa çıkış oranının krank açısı ile değişimi



Şekil 4.73 1970-2100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının krank açısı ile değişimi



Şekil 4.74 1970-2100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi sıcaklığın krank açısı ile değişimi



Şekil 4.75 1970-2100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında silindir içi basıncının silindir içi hacmi ile değişimi

Çizelge 4.11 1970-2100 d/d şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı

	A-B (°)	B-C (°)	C-D (°)	Z (J/°)	P _{maks} (bar)	B-C (J)	C-D (J)
%0 H ₂	8.5	30	50	26.1	45.8	895.4	1265.4
%25 H ₂	10	29	44.5	33.5	45.1	1104.3	1063.2
%50 H ₂	9	34	23	45.4	51.8	1554.4	380.3

4.2.2 1100 d/d Sabit Motor Hızı Deneyi

1100 d/d deney şartlarında, motor hızı ve motor gücü mümkün olduğunca sabit tutulmaya çalışılmıştır. 1100 d/d sabit motor hızı, Avrupa Stasyonier Çevrimi (ESC) referans alınarak, aşağıdaki formülasyonla belirlenmiştir:

$$A = n_{lo} + 0.25(n_{hi} - n_{lo}) \quad [60]$$

Burada n_{lo} maksimum motor gücünü veren hızın %50' sini, n_{hi} ise maksimum motor gücünü veren hızın %70' ini temsil etmektedir. Deneylerde kullanılan motorun maksimum gücü 2000 d/d elde edildiği için, ESC çevrimine göre çalıştırılması gereken A hızı 1100 d/d olarak hesaplanmıştır. ESC çevrimine göre, motor hızı ± 50 d/d, motor torku ise, o devirdeki maksimum torkun $\pm 2\%$ sinde tutulmalıdır.

1100 d/d sabit motor hızı deneylerinin ilk kısmında, tam yük koşulunda motor hızı ve motor gücü mümkün olduğunca sabit tutularak, silindir içerisinde gönderilen H_2 ' nin enerji içeriği değiştirilmiştir. Silindir içerisinde gönderilen toplam yakıtın enerji içeriği olarak %0, %22 ve %33 ve %53' ü kadar H_2 ' nin 1100 d/d sabit hız ve güç şartında emisyonlar ve termik verim incelenmiştir. Deneyler ikinci kısmında ise, %40, %60 ve %75 yük koşulunda, 1100 d/d sabit motor hızında, yalnız motorinle (%0 H_2) çalışılan durum, sırasıyla %16, %28 ve %32 H_2 gönderilmesiyle elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu sayede, kısmi yüklerde H_2 ilavesinin emisyon ve termik verime etkisi incelenmiştir.

Tam yük ve kısmi yük koşullarında motor soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları Çizelge 4.12' de verilmiştir. Ayrıca, yine tam yükte ve kısmi yükte, gönderile yakıtın alt ısı değeri, bir çevrimde silindir içerisine sokulan ısı miktarı ve gönderilen H_2 miktarı, Çizelge 4.13' de verilmiştir.

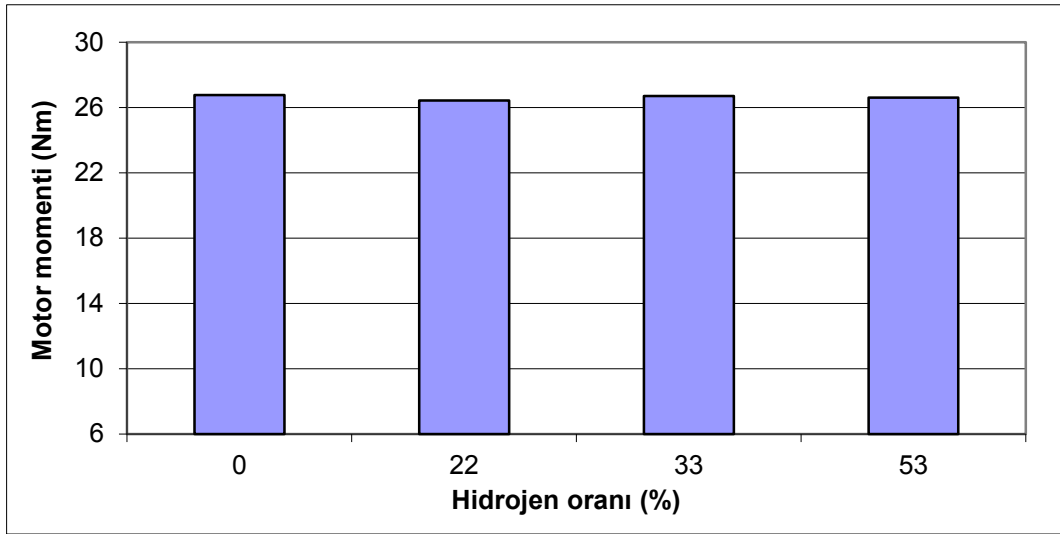
Çizelge 4.12 Soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları

	Soğutma suyu giriş sıcaklığı	Soğutma suyu çıkış sıcaklığı
%100 yük, %0 H ₂	49.5	83.9
%100 yük, %22 H ₂	49.6	83.8
%100 yük, %33 H ₂	50.1	89.1
%100 yük, %53 H ₂	51.7	90.1
%40 yük, %0 H ₂	54.7	77.4
%40 yük, %16 H ₂	60.8	79.7
%60 yük, %0 H ₂	58.7	88.2
%60 yük, %28 H ₂	58.8	88.3
%75 yük, %0 H ₂	59.1	85.6
%75 yük, %32 H ₂	53.2	83.3

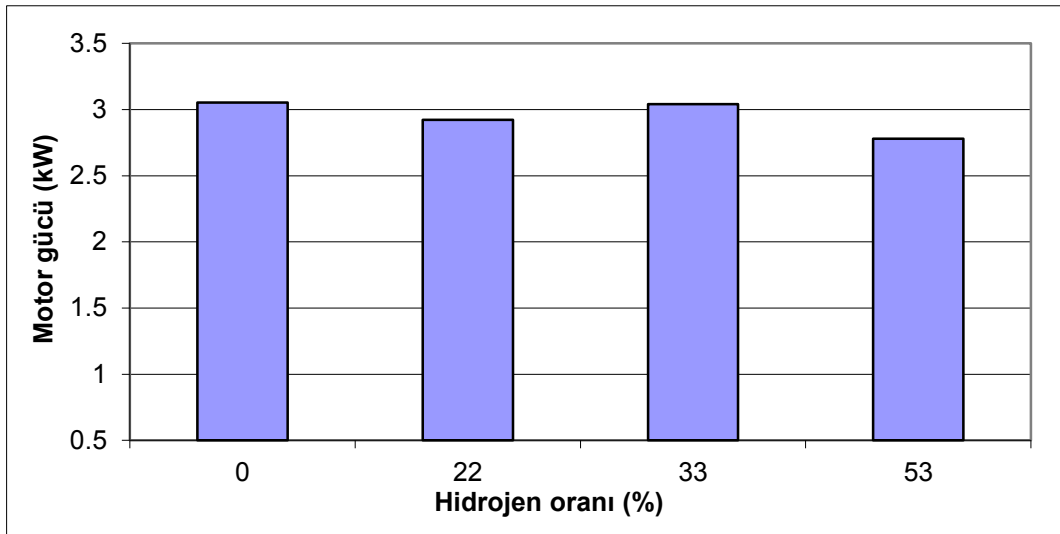
Çizelge 4.13 Gönderilen yakıtın alt ısı değeri, bir çevrimde silindire sokulan ısı miktarı ve gönderilen H₂ miktarı değişimi

	Yakıtın alt ısı değeri	Bir çevrimde	H ₂ miktarı (sL/d)
%100 yük, %0 H ₂	42500.00	1.143	0
%100 yük, %22 H ₂	49495.08	1.227	13.15
%100 yük, %33 H ₂	54173.91	1.299	21.85
%100 yük, %53 H ₂	64525.94	1.451	35.5
%40 yük, %0 H ₂	60093.20	1.567	35.5
%40 yük, %16 H ₂	42500.00	0.648	0
%60 yük, %0 H ₂	47510.06	0.670	5.65
%60 yük, %28 H ₂	42500.00	0.885	0
%75 yük, %0 H ₂	51914.04	0.967	13.15
%75 yük, %32 H ₂	42500.00	0.983	0

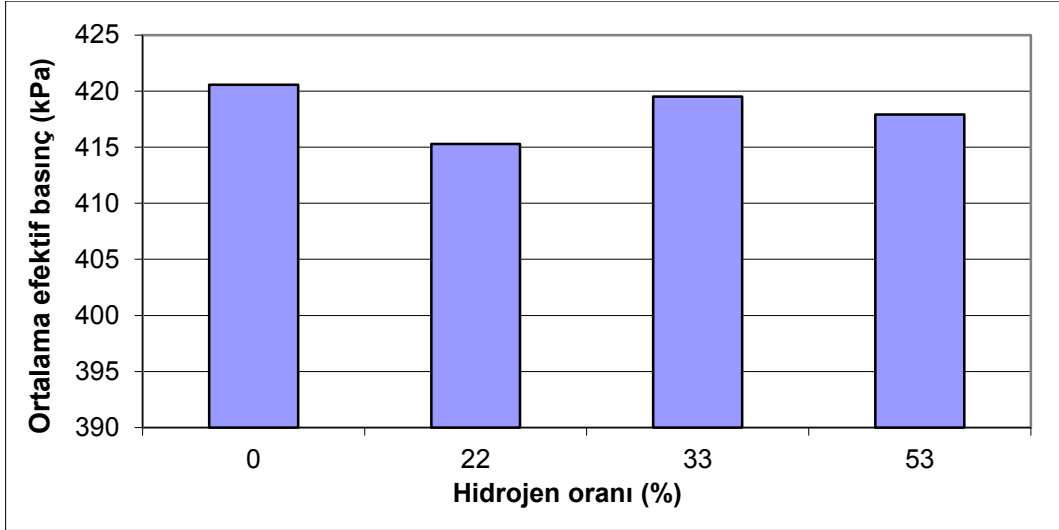
4.2.2.1 Tam yük koşulu



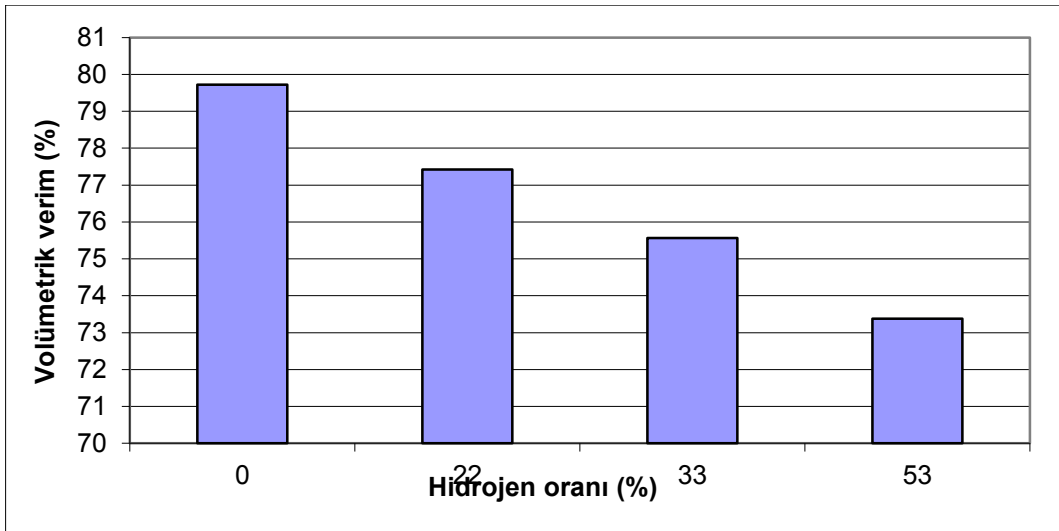
Şekil 4.76 1100 d/d' da tam yük koşulunda motor momentinin farklı hidrojen oranları ile değişimi



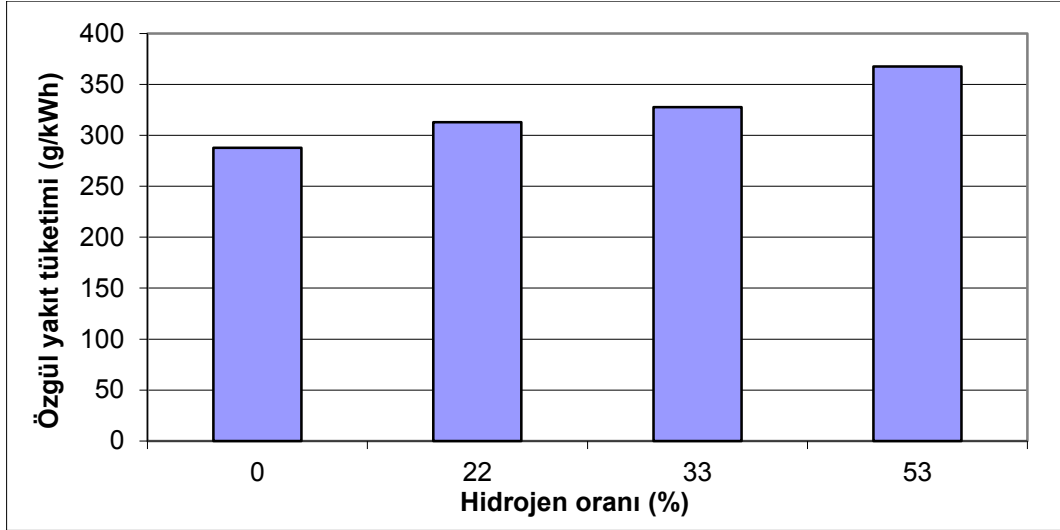
Şekil 4.77 1100 d/d' da tam yük koşulunda motor gücünün farklı hidrojen oranları ile değişimi



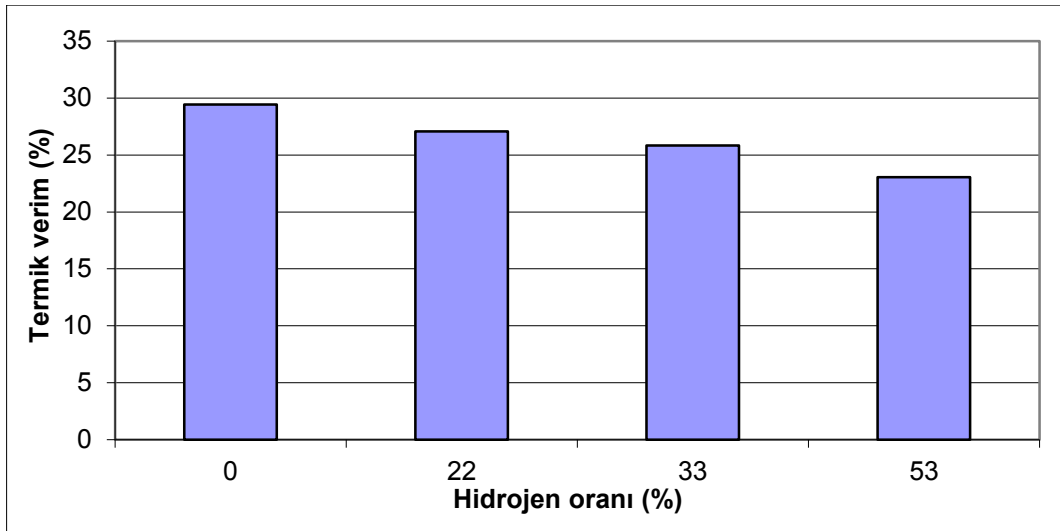
Şekil 4.78 1100 d/d' da tam yük koşulunda ortalama efektif basıncın farklı hidrojen oranları ile değişimi



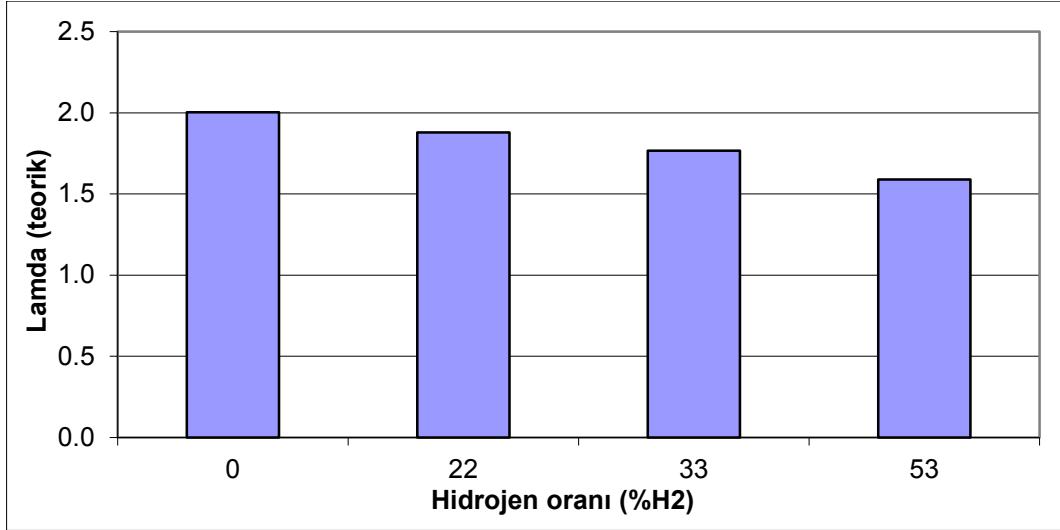
Şekil 4.79 1100 d/d' da tam yük koşulunda volümetrik verimin farklı hidrojen oranları ile değişimi



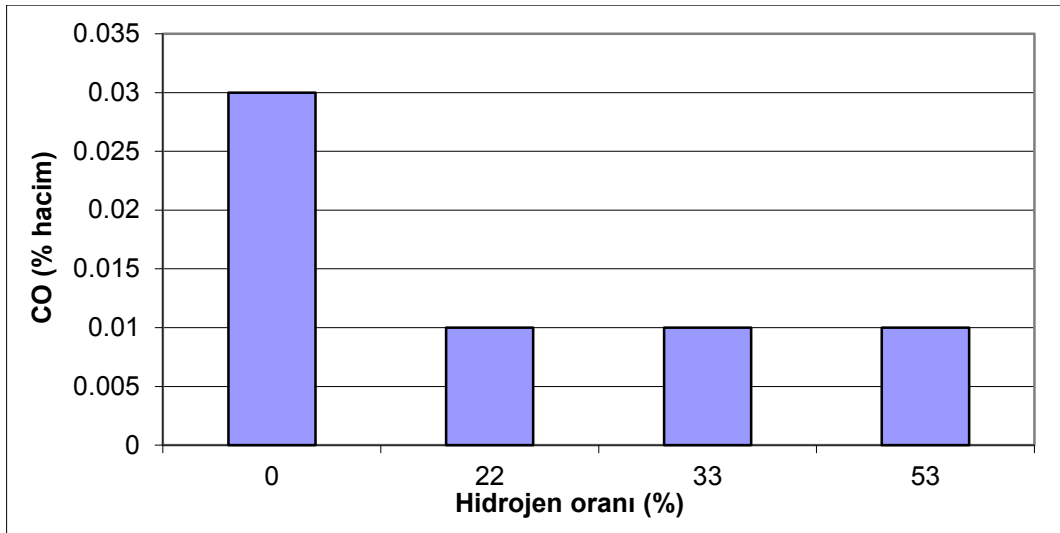
Şekil 4.80 1100 d/d' da tam yük koşulunda özgül yakıt tüketiminin farklı hidrojen oranları ile değişimi



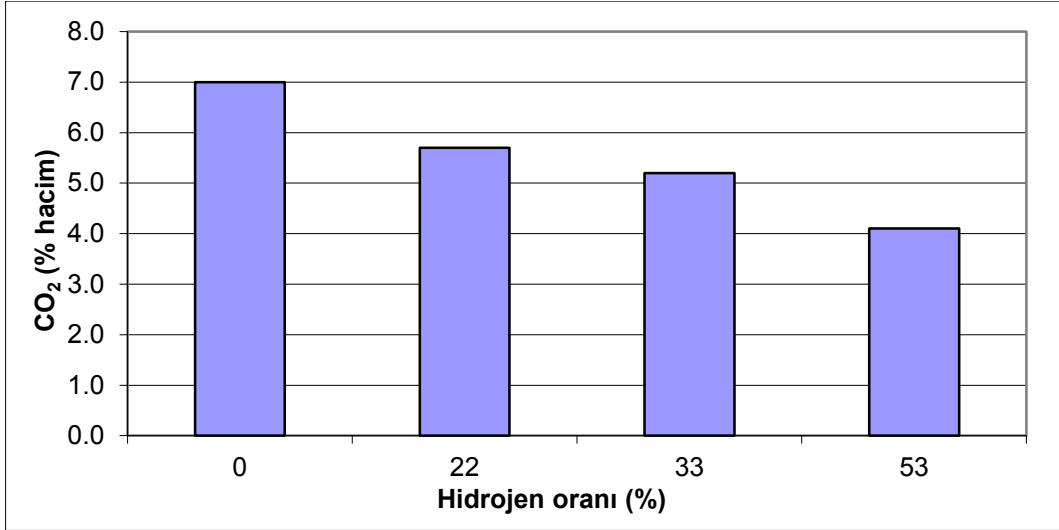
Şekil 4.81 1100 d/d' da tam yük koşulunda termik verimin farklı hidrojen oranları ile değişimi



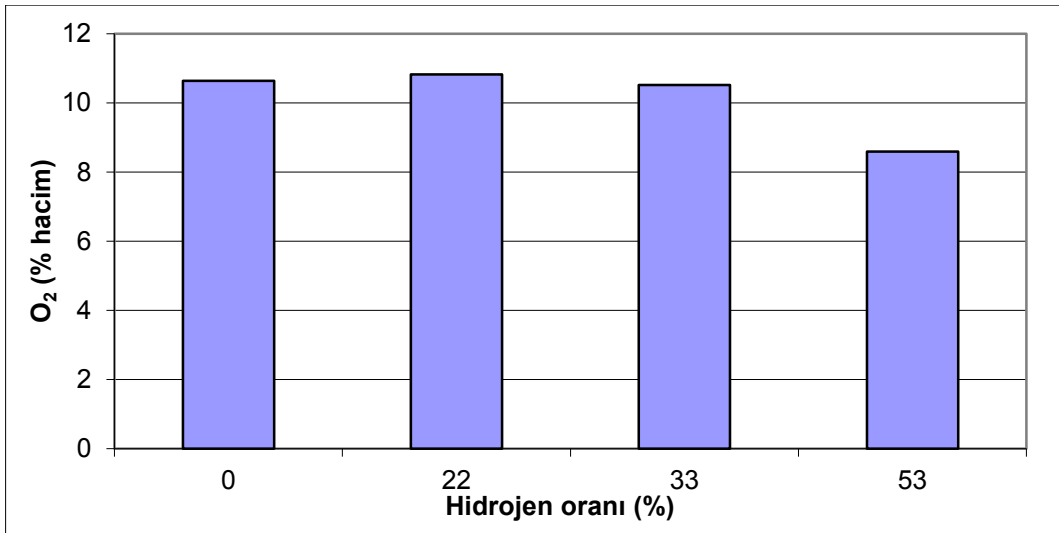
Şekil 4.82 1100 d/d' da tam yük koşulunda lamdanın (teorik) farklı hidrojen oranları ile değişimi



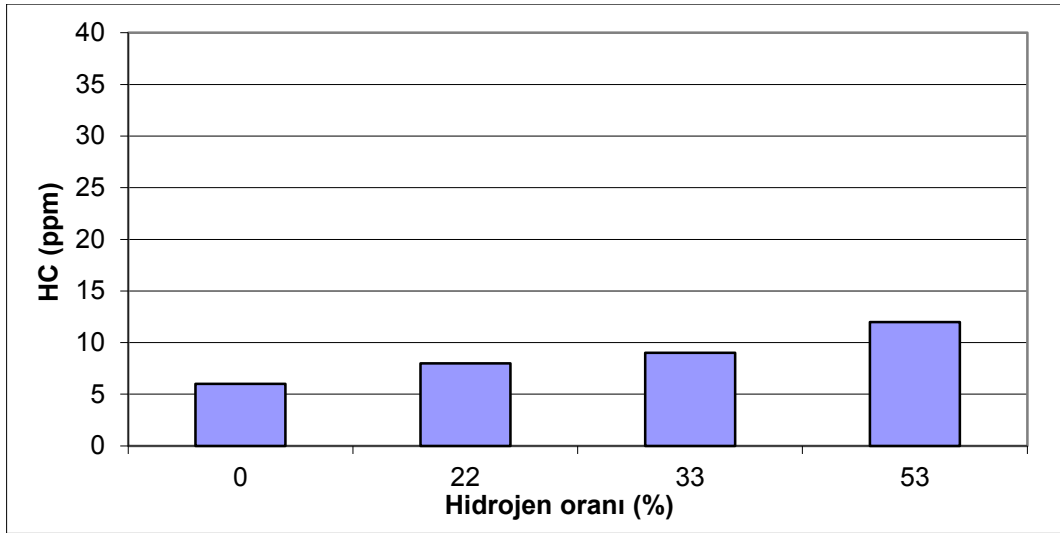
Şekil 4.83 1100 d/d' da tam yük koşulunda CO (% hacim)' nun farklı hidrojen oranları ile değişimi



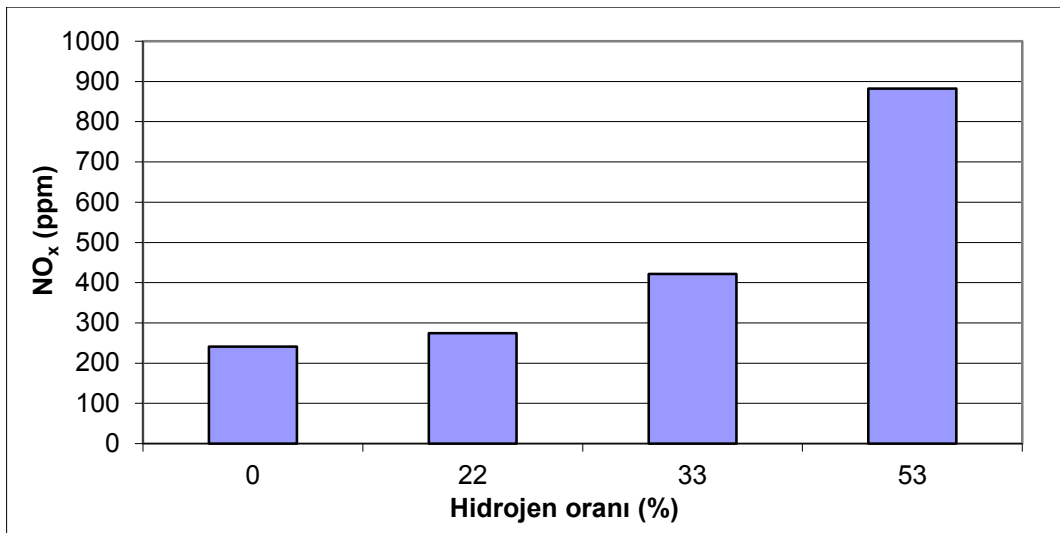
Şekil 4.84 1100 d/d' da tam yük koşulunda CO₂ (% hacim)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi



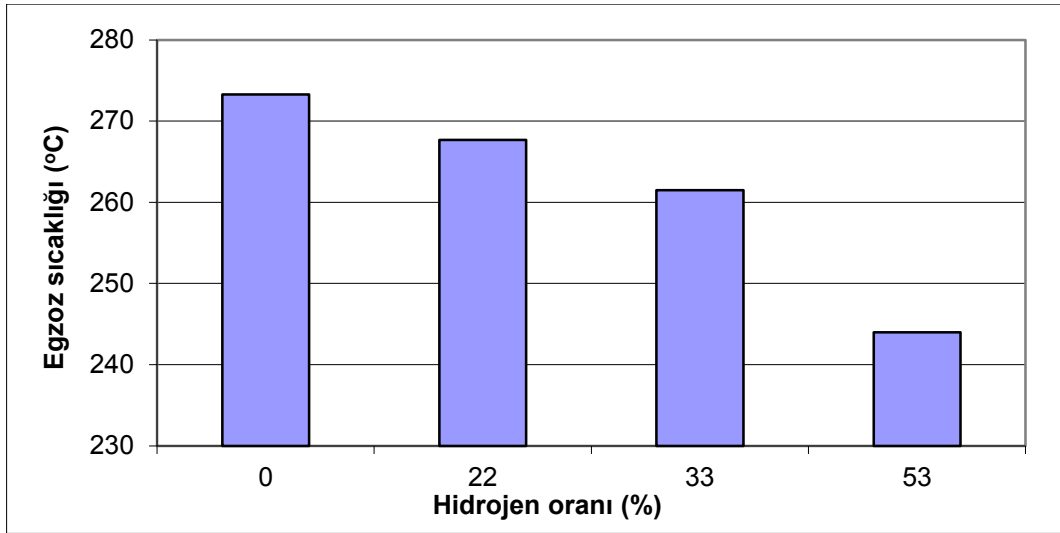
Şekil 4.85 1100 d/d' da tam yük koşulunda O₂ (% hacim)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi



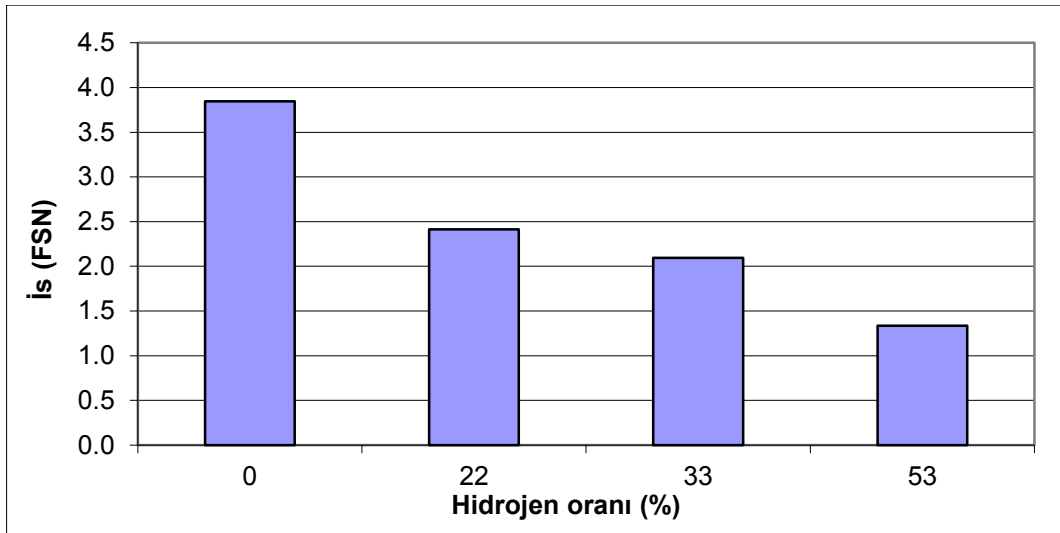
Şekil 4.86 1100 d/d' da tam yük koşulunda HC (ppm)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi



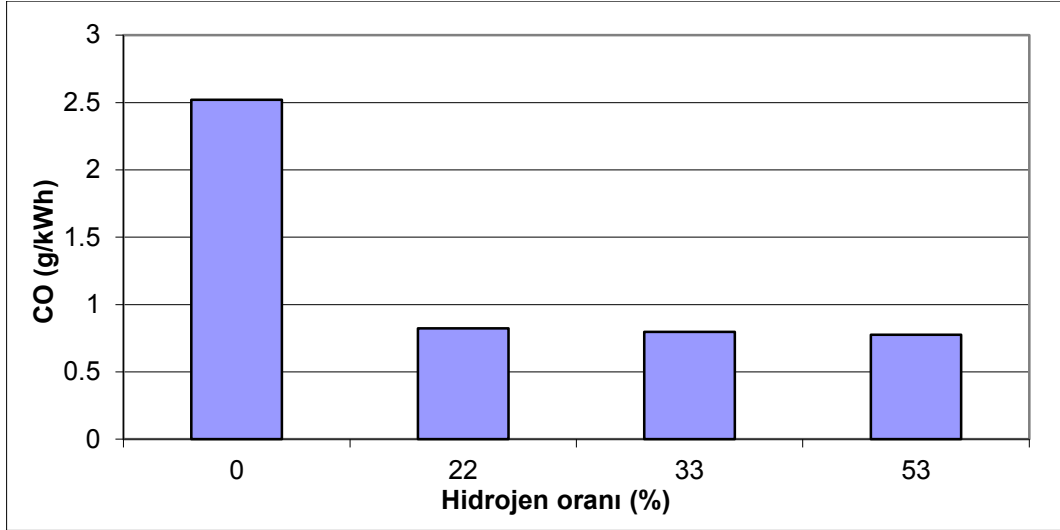
Şekil 4.87 1100 d/d' da tam yük koşulunda NO_x (ppm)' in farklı hidrojen oranları ile değişimi



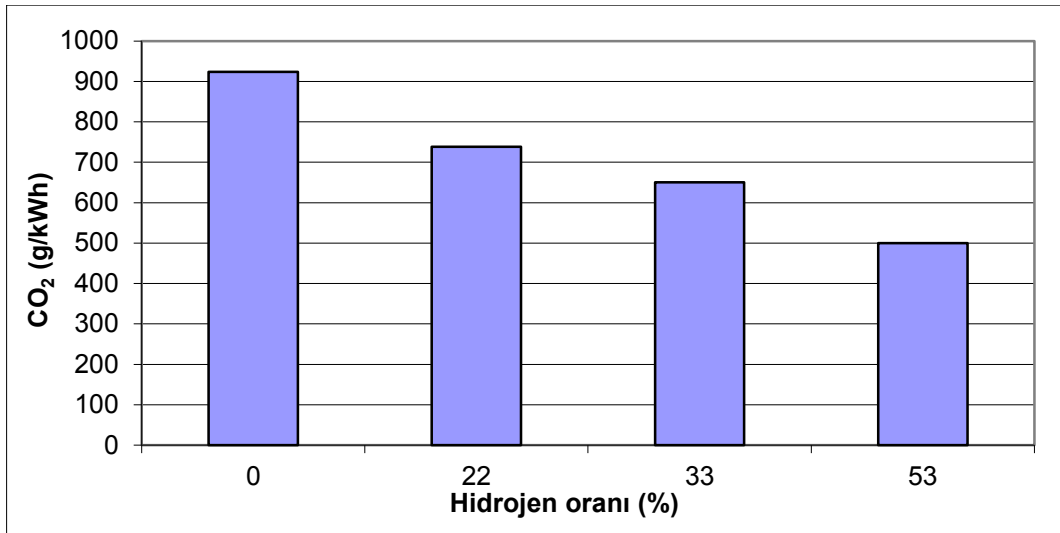
Şekil 4.88 1100 d/d' da tam yük koşulunda egzoz sıcaklığının farklı hidrojen oranları ile değişimi



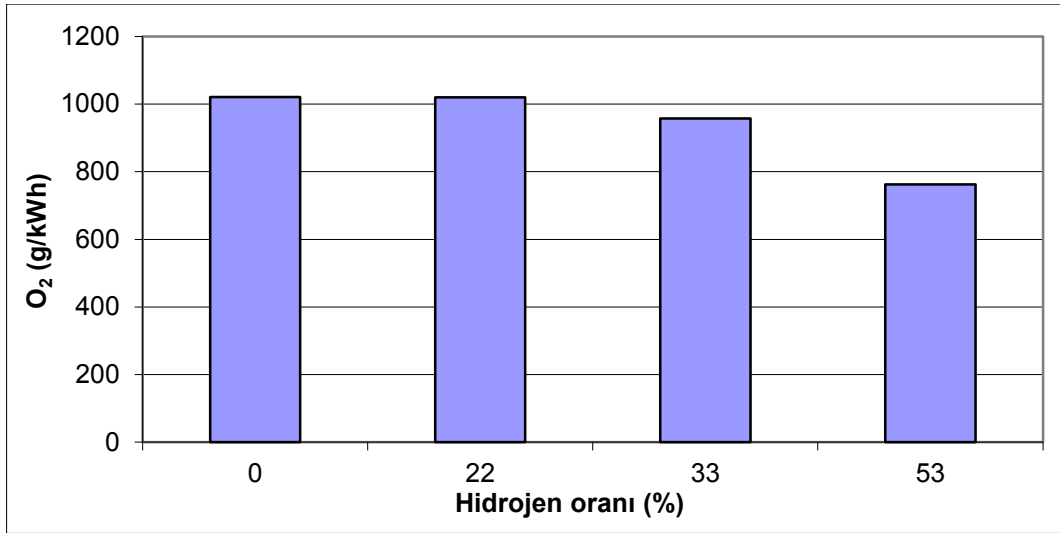
Şekil 4.89 1100 d/d' da tam yük koşulunda isin (FSN) farklı hidrojen oranları ile değişimi



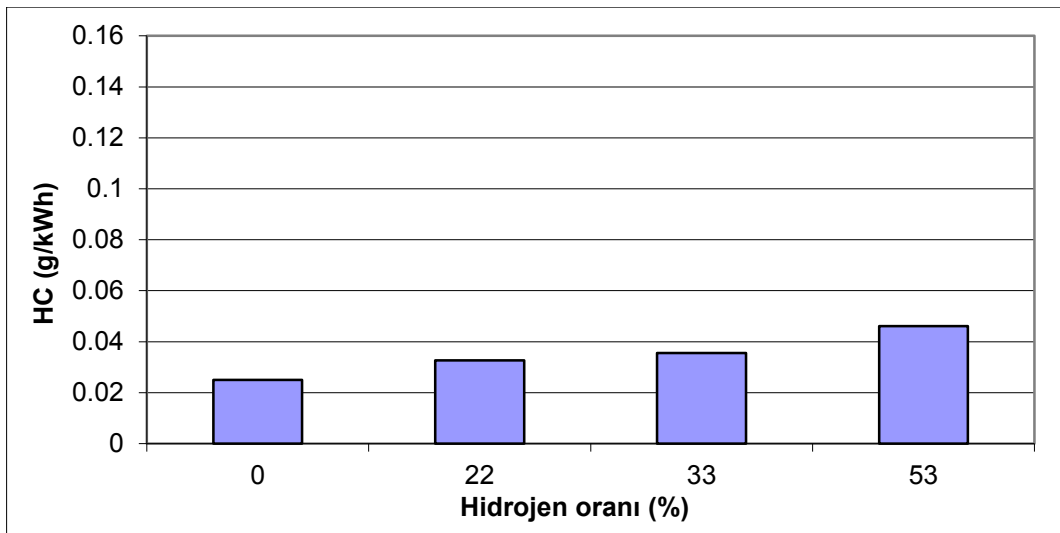
Şekil 4.90 1100 d/d' da tam yük koşulunda CO (g/kWh)' nun farklı hidrojen oranları ile değişimi



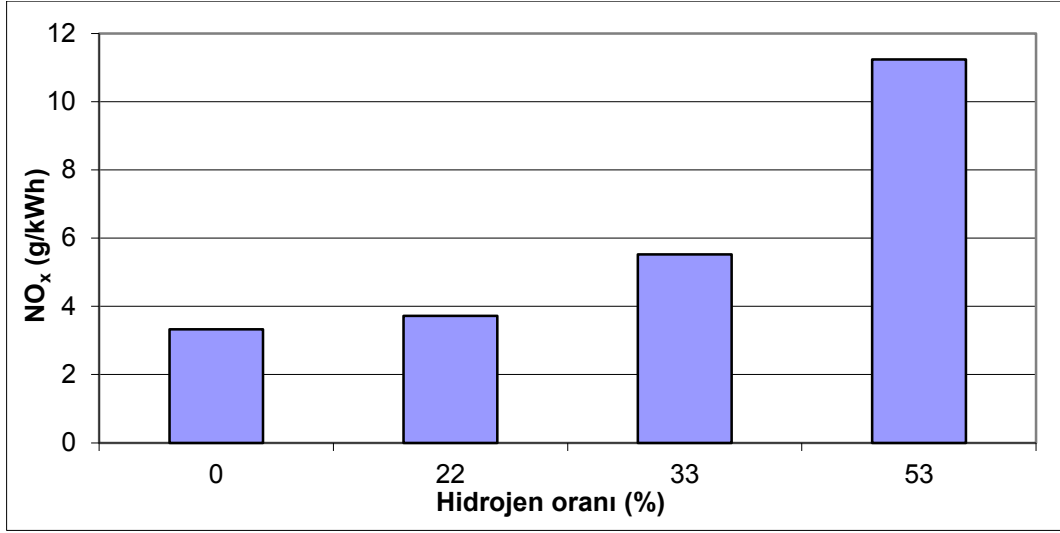
Şekil 4.91 1100 d/d' da tam yük koşulunda CO₂ (g/kWh)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi



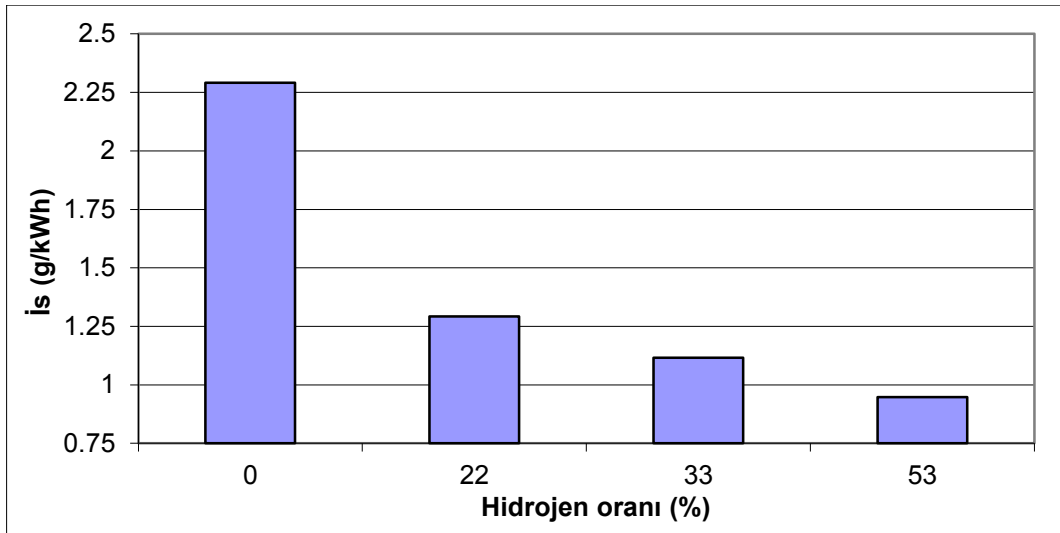
Şekil 4.92 1100 d/d' da tam yük koşulunda O₂ (g/kWh)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi



Şekil 4.93 1100 d/d' da tam yük koşulunda HC (g/kWh)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi

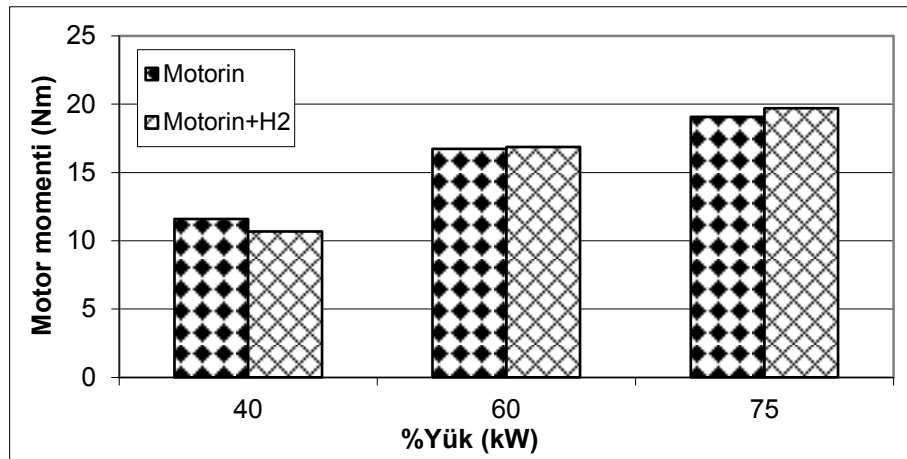


Şekil 4.94 1100 d/d' da tam yük koşulunda NO_x (g/kWh)' in farklı hidrojen oranları ile değişimi

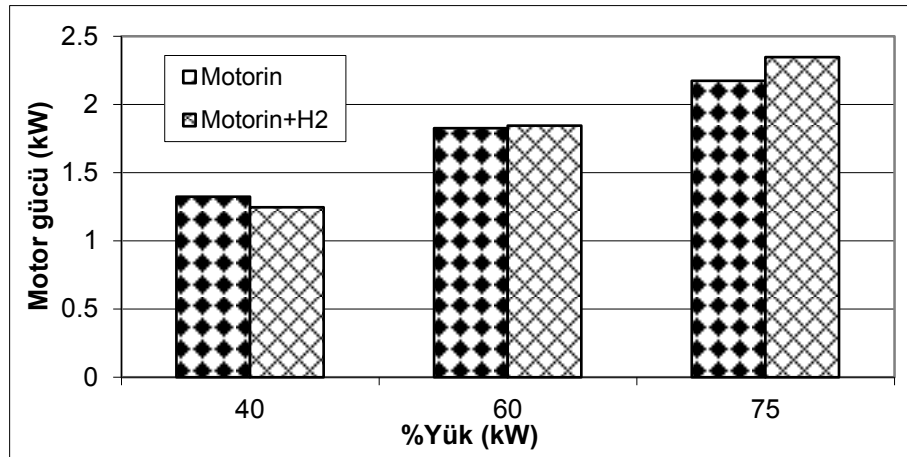


Şekil 4.95 1100 d/d' da tam yük koşulunda isin (g/kWh) farklı hidrojen oranları ile değişimi

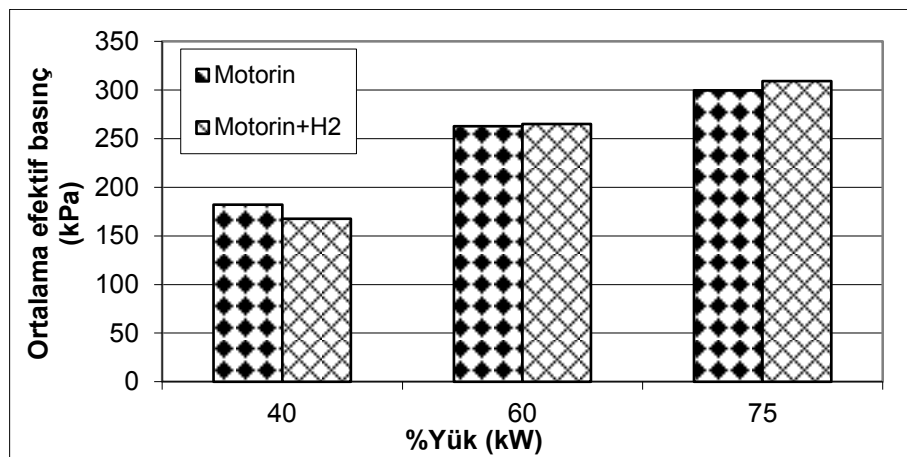
4.2.2.2 Kısmi Yük Koşulu



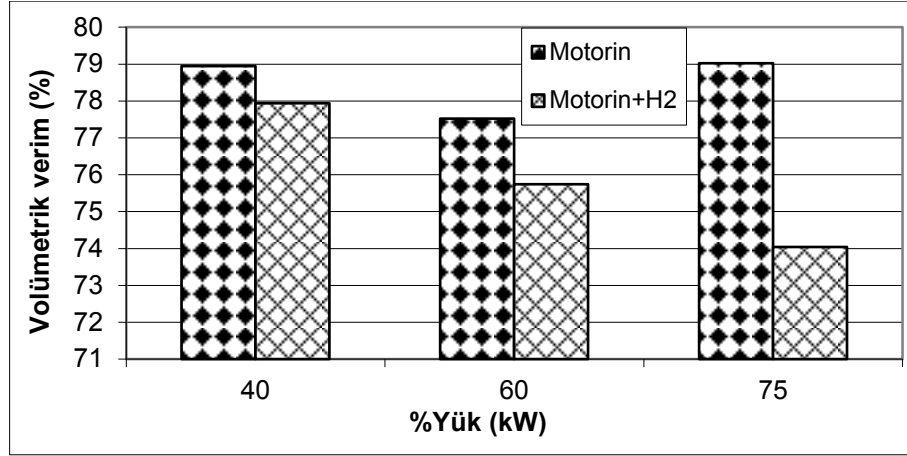
Şekil 4.96 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin motor momentine etkisi



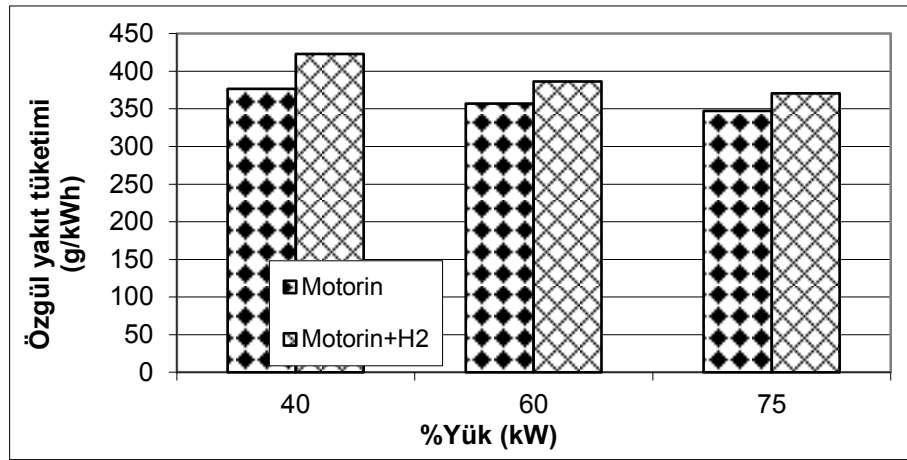
Şekil 4.97 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin motor gücüne etkisi



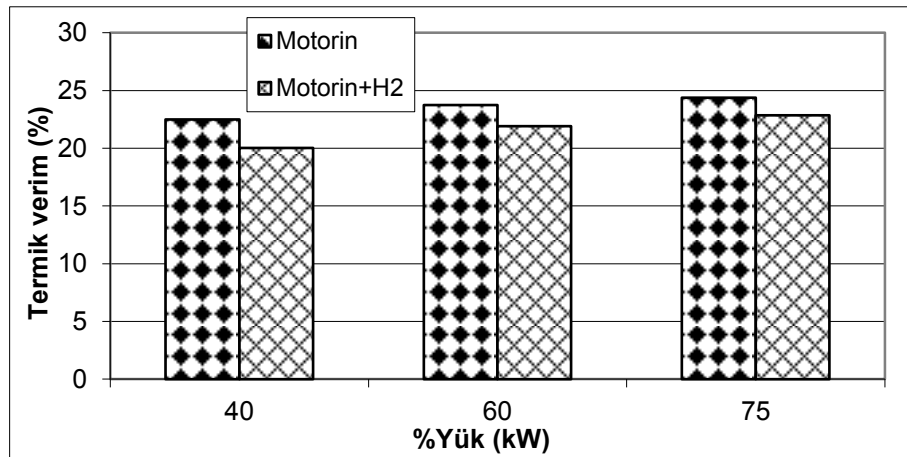
Şekil 4.98 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin ortalama efektif basınca etkisi



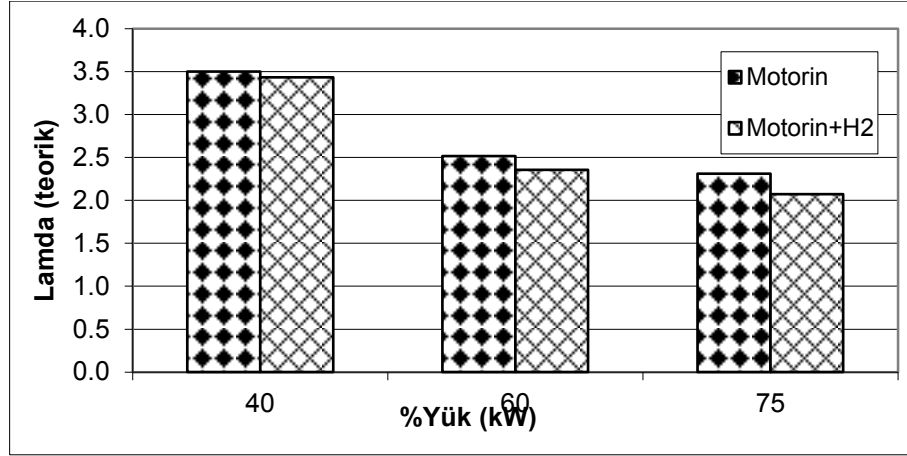
Şekil 4.99 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin volümetrik verime etkisi



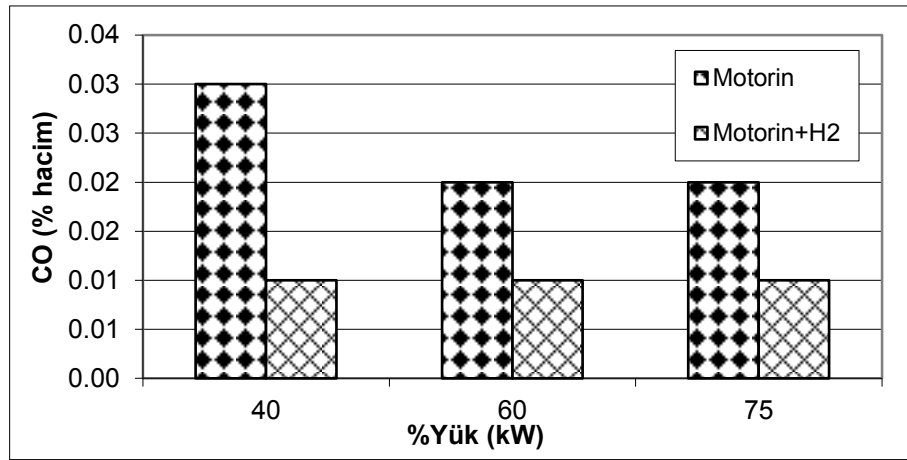
Şekil 4.100 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin özgül yakıt tüketimine etkisi



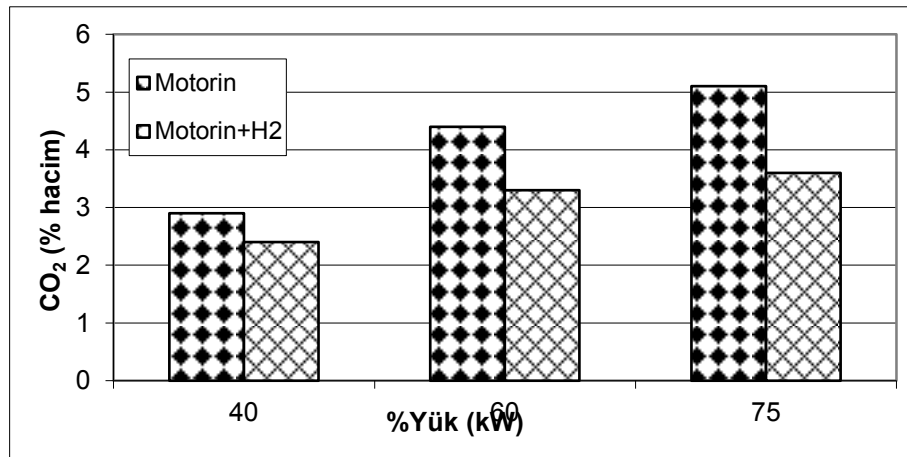
Şekil 4.101 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin termik verime etkisi



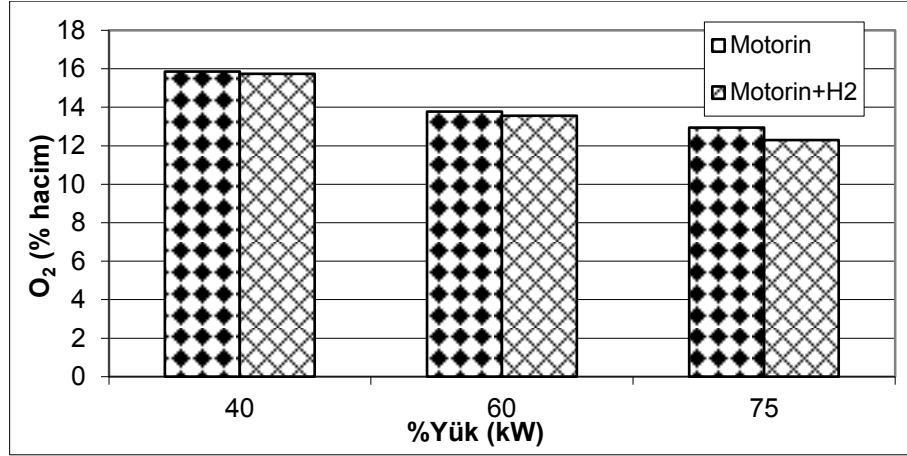
Şekil 4.102 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin lamdaya (teorik) etkisi



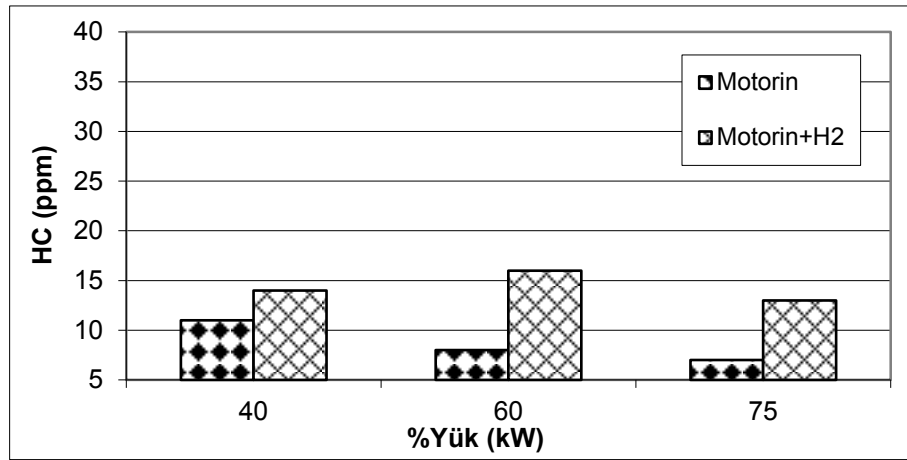
Şekil 4.103 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin CO (% hacim)' ye etkisi



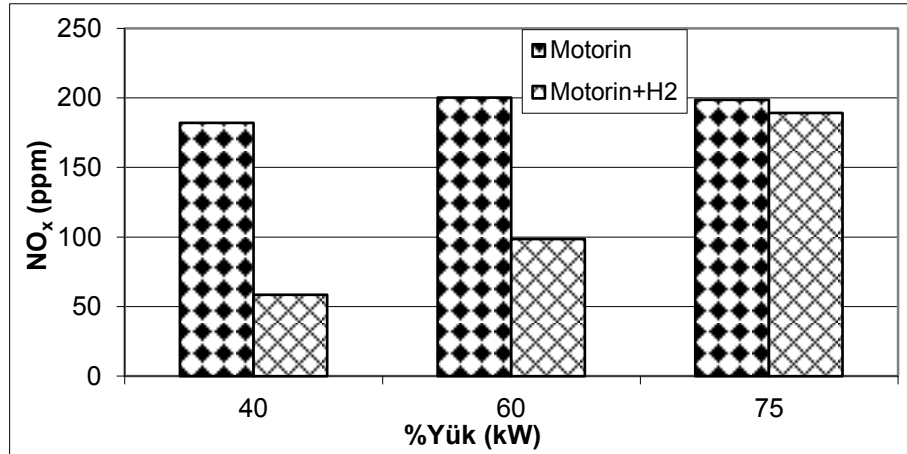
Şekil 4.104 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin CO₂ (% hacim)' ye etkisi



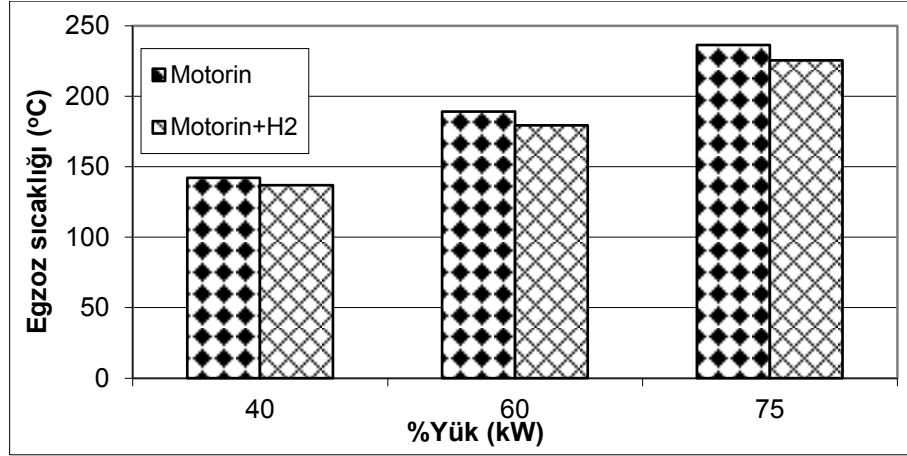
Şekil 4.105 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin O₂ (% hacim)' ye etkisi



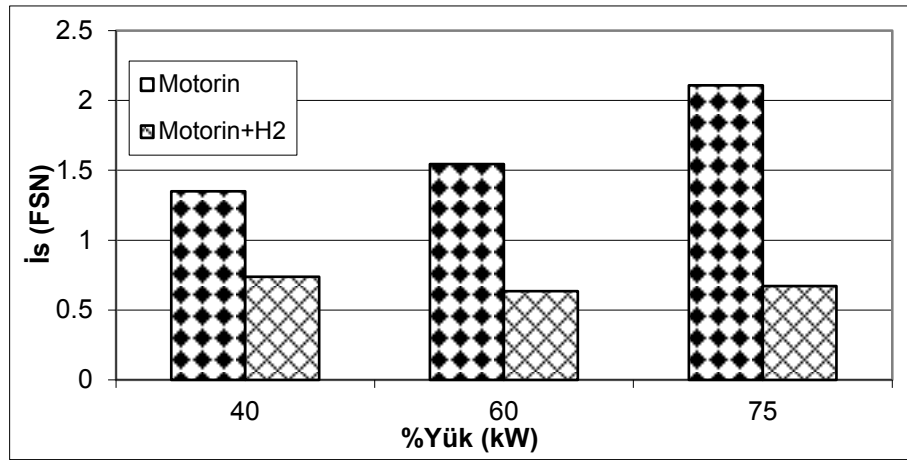
Şekil 4.106 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin HC (ppm)' ye etkisi



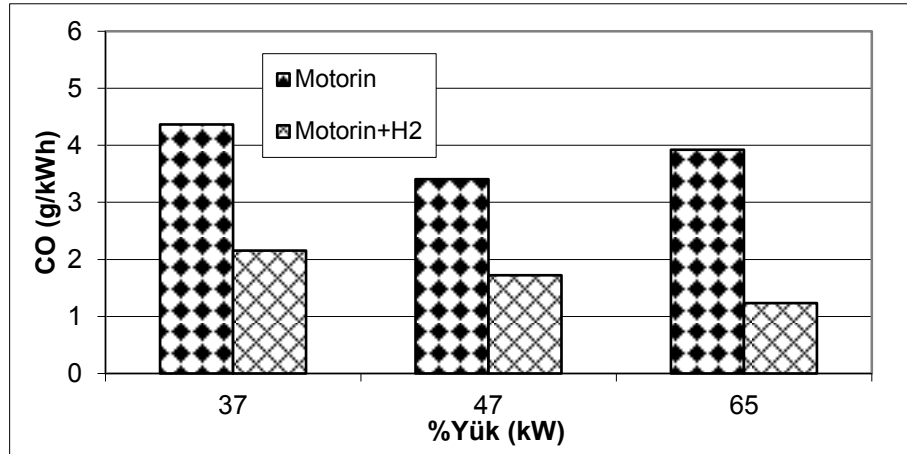
Şekil 4.107 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin NO_x (ppm)' e etkisi



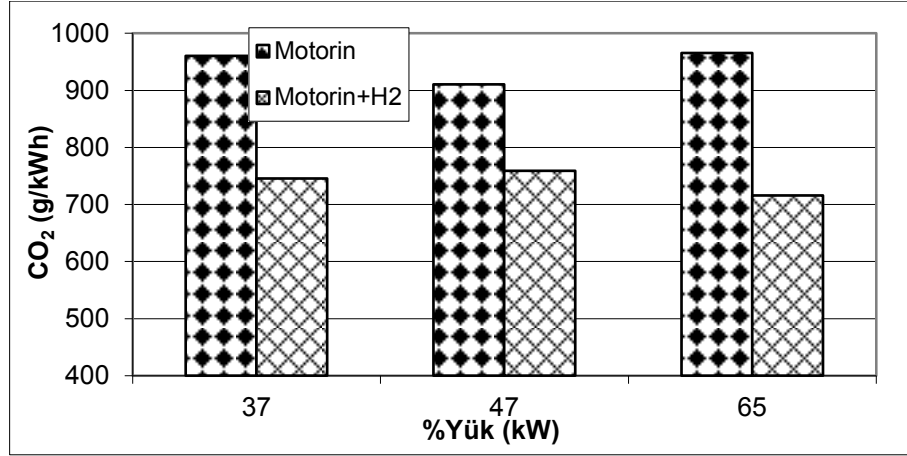
Şekil 4.108 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin egzoz sıcaklığına etkisi



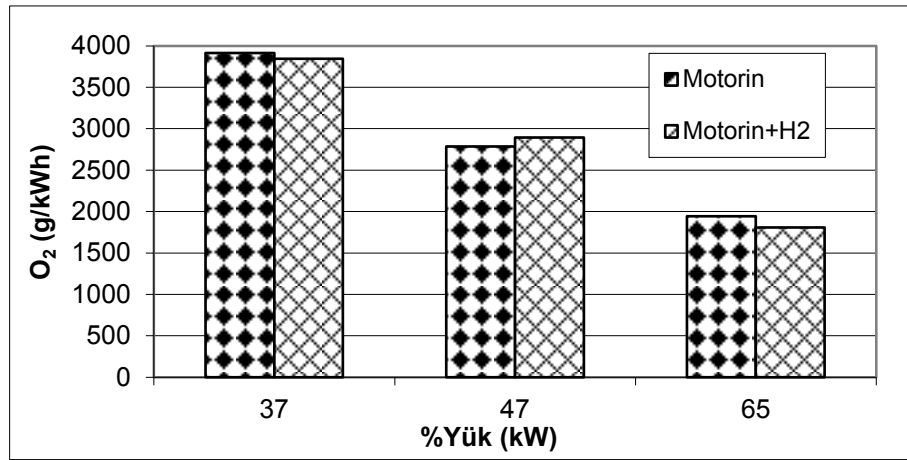
Şekil 4.109 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin ise (FSN) etkisi



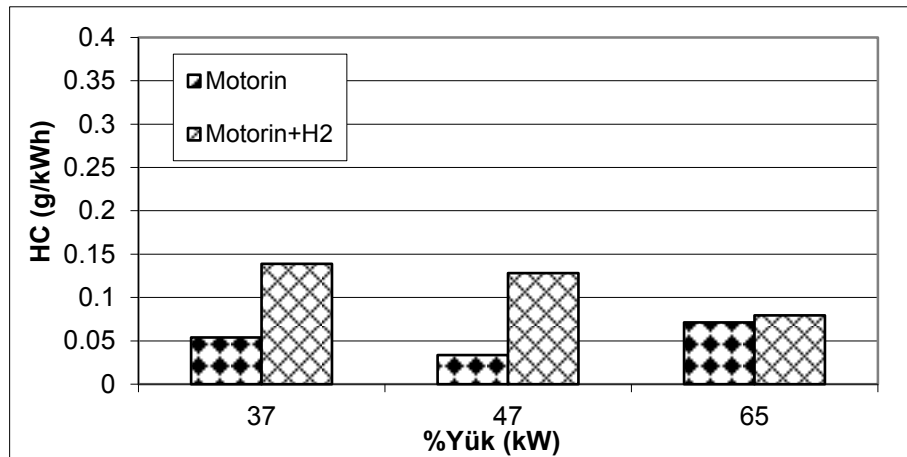
Şekil 4.110 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin CO (g/kWh)' ya etkisi



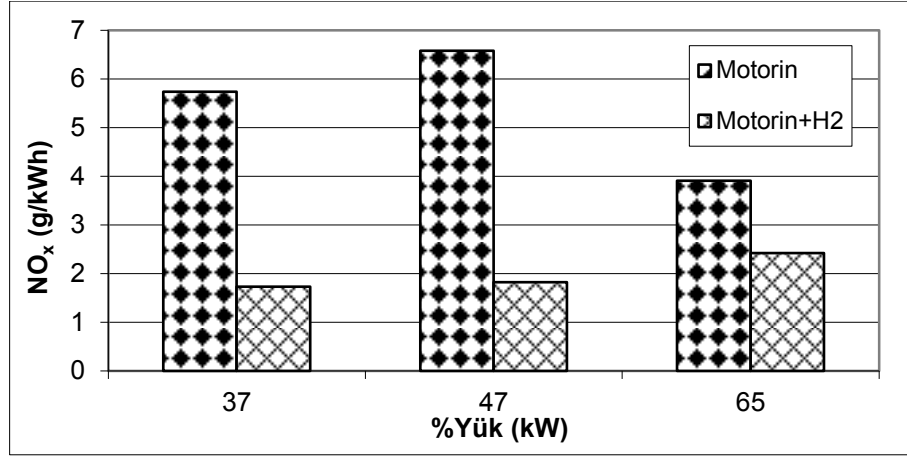
Şekil 4.111 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin CO₂ (g/kWh)' ye etkisi



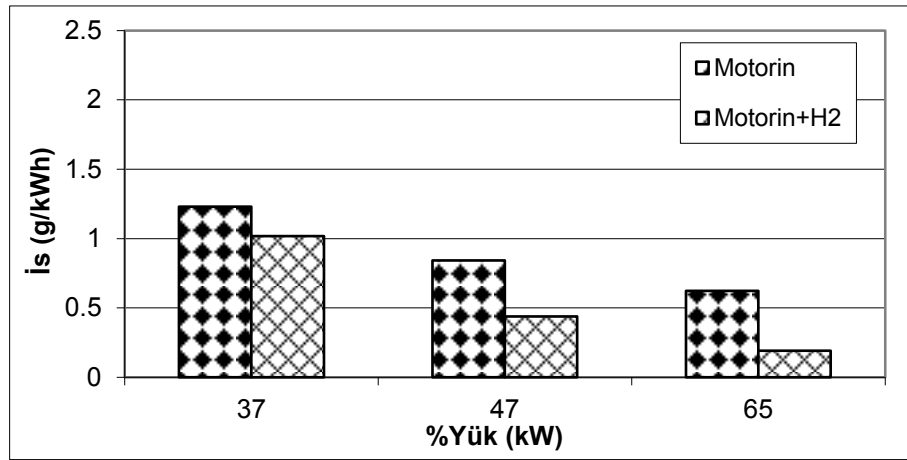
Şekil 4.112 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin O₂ (g/kWh)' ye etkisi



Şekil 4.113 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin HC (g/kWh)' ye etkisi



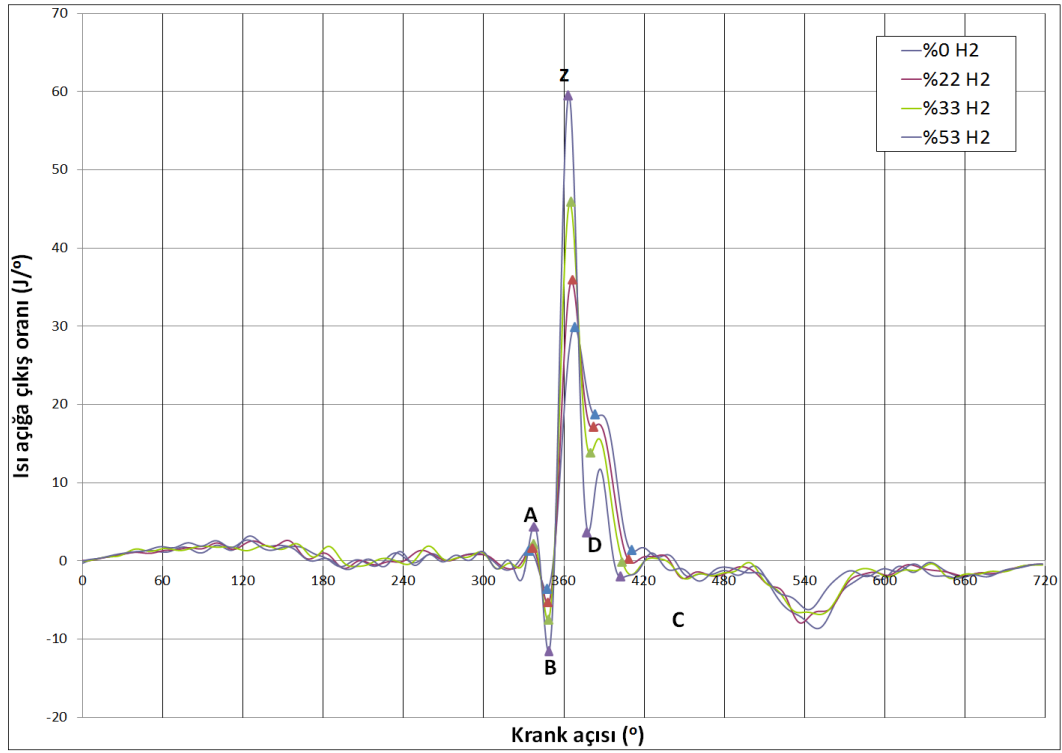
Şekil 4.114 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin NO_x (g/kWh)' e etkisi



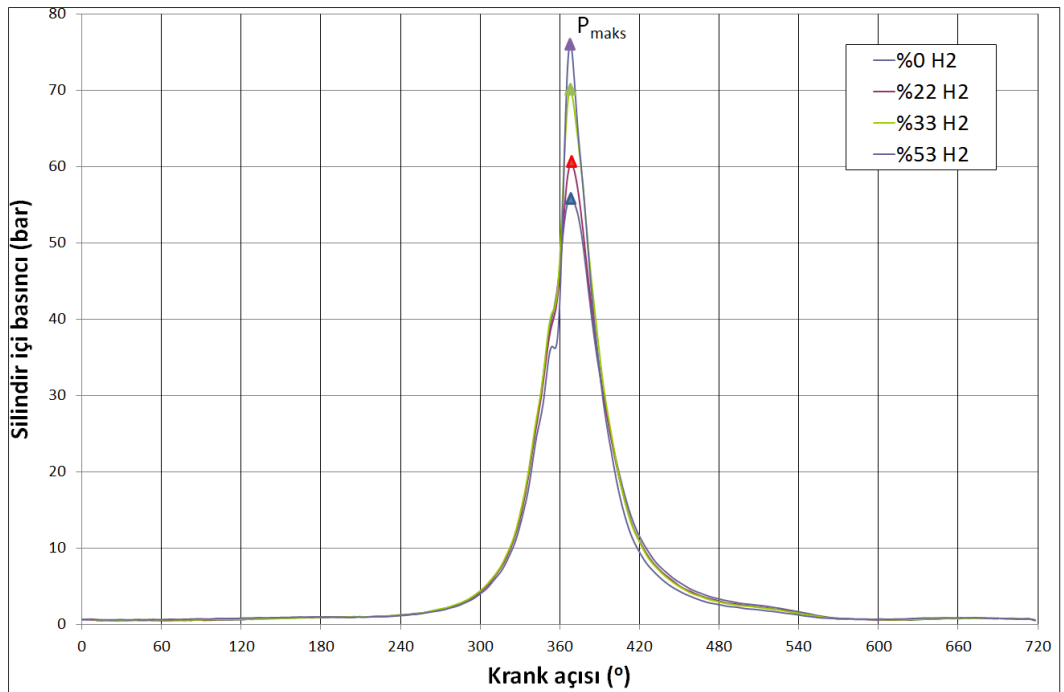
Şekil 4.115 1100 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin i_s (g/kWh) etkisi

4.2.2.3 Isıl Analiz

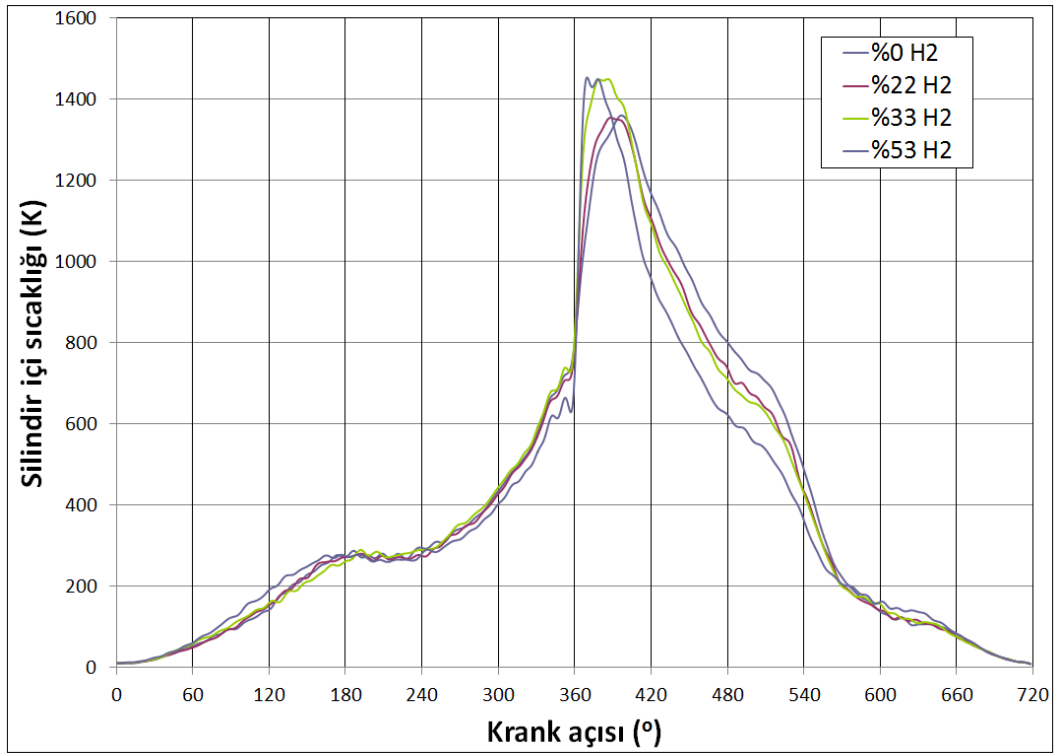
%100 yük konumunda



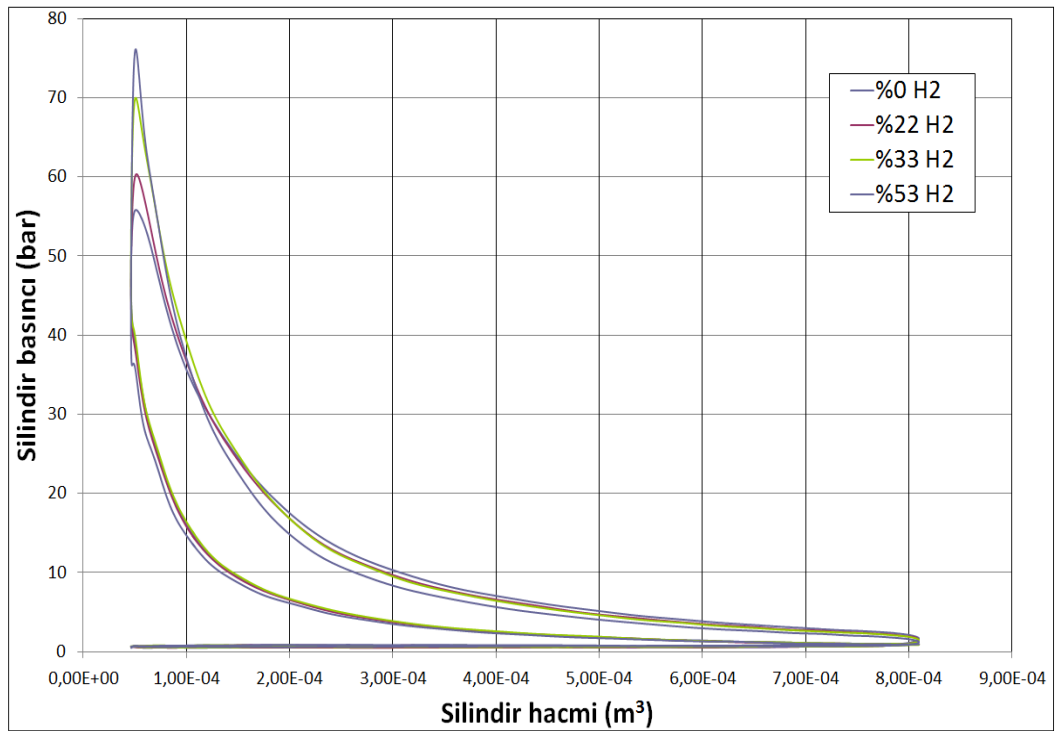
Şekil 4.116 1100 d/d' da tam yük şartında hidrojenin ısı açığa çıkış oranına etkisi



Şekil 4.117 1100 d/d' da tam yük şartında hidrojenin silindir içi basıncına etkisi



Şekil 4.118 1100 d/d' da tam yük şartında hidrojenin silindir içi sıcaklığına etkisi



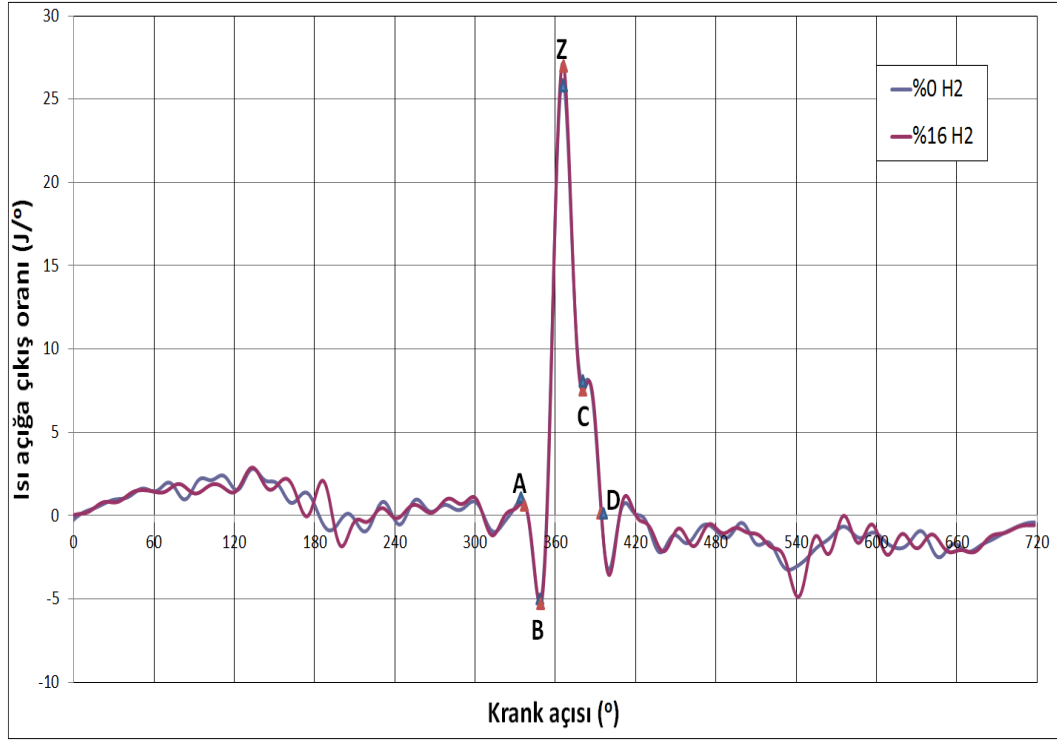
Şekil 4.119 1100 d/d' da tam yük şartında silindir hacminin silindir içi basıncına etkisi

Çizelge 4.14 1100 d/d' da tam yük şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı

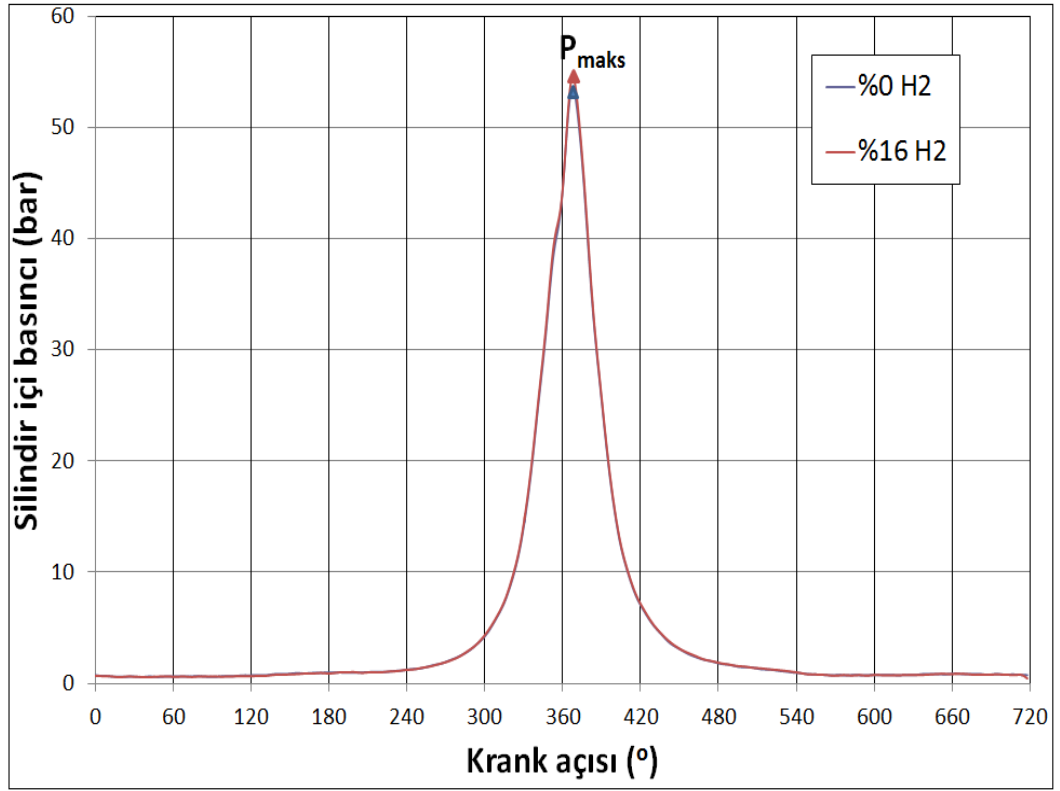
	A-B (°)	B-C (°)	C-D (°)	Z (J/°)	P _{maks} (bar)	B-C (J)	C-D (J)
%0 H ₂	10.5	38	27	27.99	55.48	1225.20	715.03
%22H ₂	11	34.5	25	35.20	59.82	1260.48	649.87
%33H ₂	11	33	25	45.16	69.70	1451.37	532.68
%53H ₂	11.5	30	19.5	59.04	75.57	1616.05	282.07

Kısmi Yükler

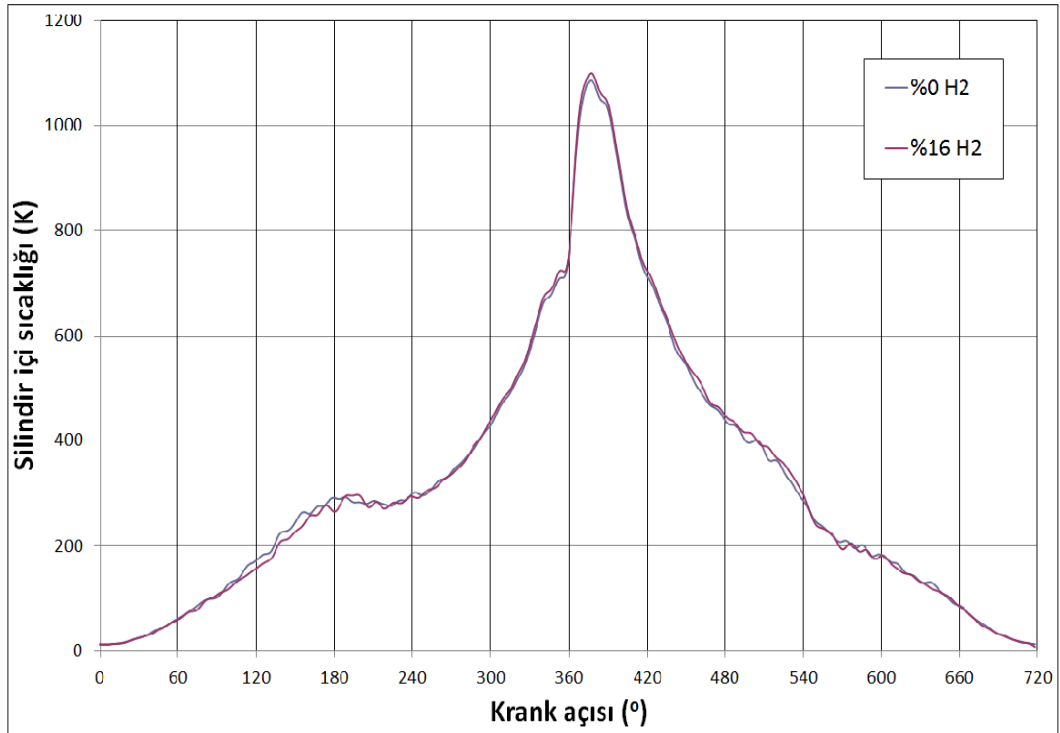
%40 Yük Durumu



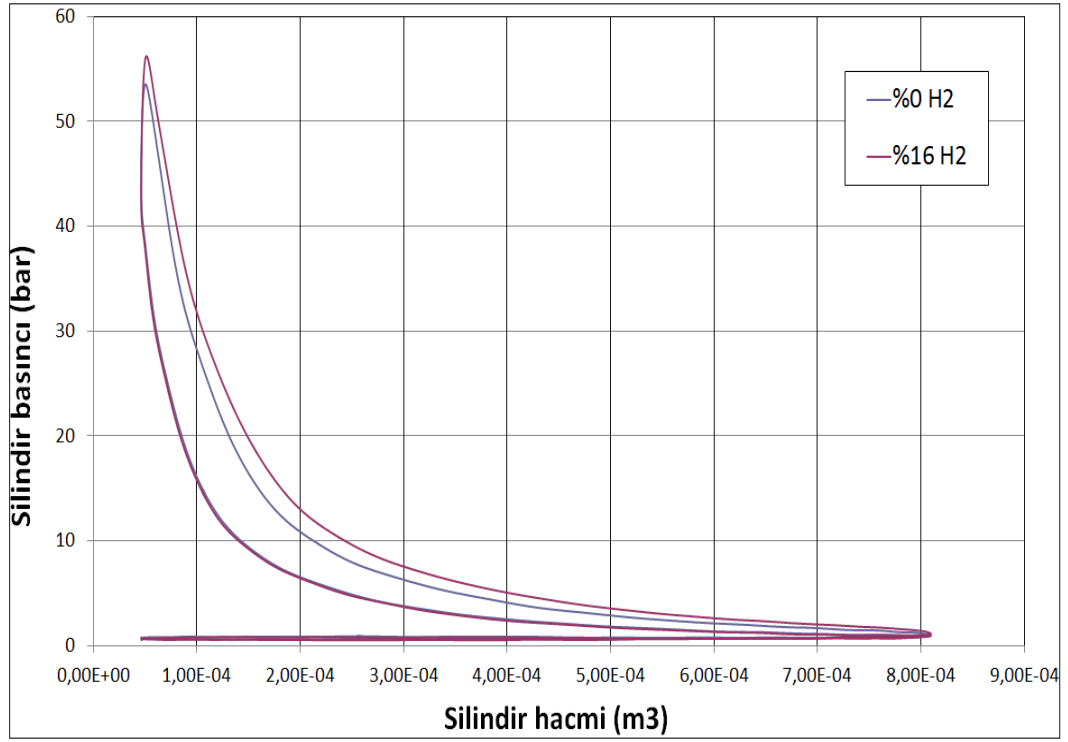
Şekil 4.120 1100 d/d' da %40 yük şartında hidrojenin ısı açığa çıkış oranına etkisi



Şekil 4.121 1100 d/d' da %40 yük şartında hidrojenin silindir içi basıncına etkisi



Şekil 4.122 1100 d/d' da %40 yük şartında hidrojenin silindir içi sıcaklığına etkisi

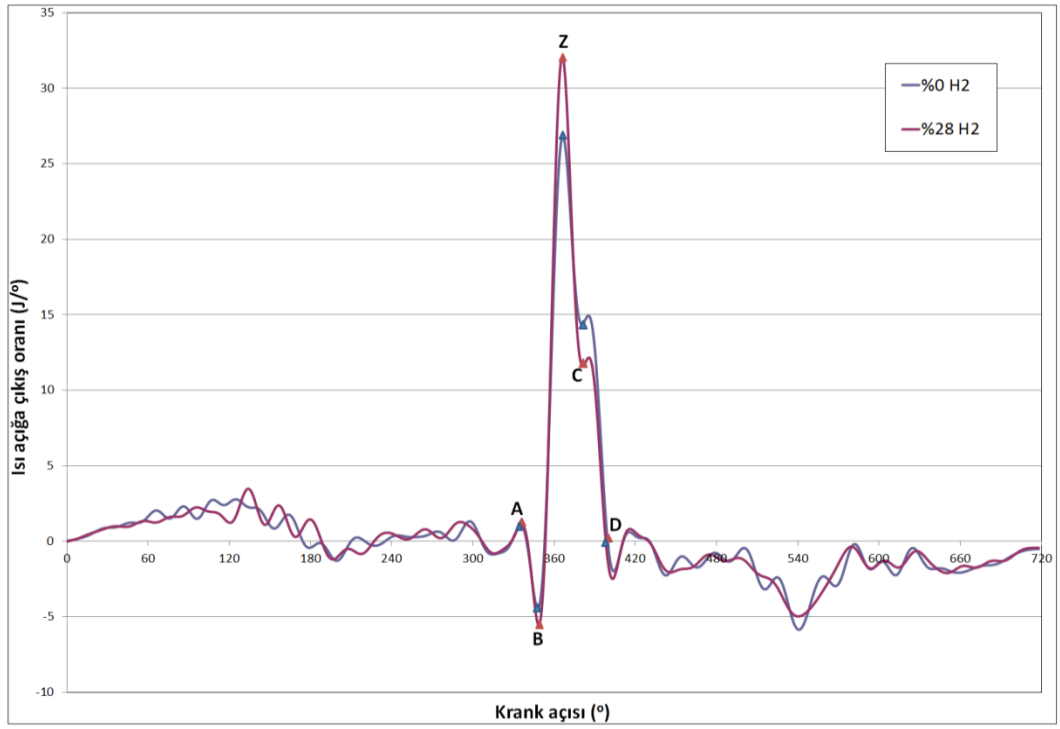


Şekil 4.123 1100 d/d' da %40 yük şartında silindir hacminin silindir içi basıncına etkisi

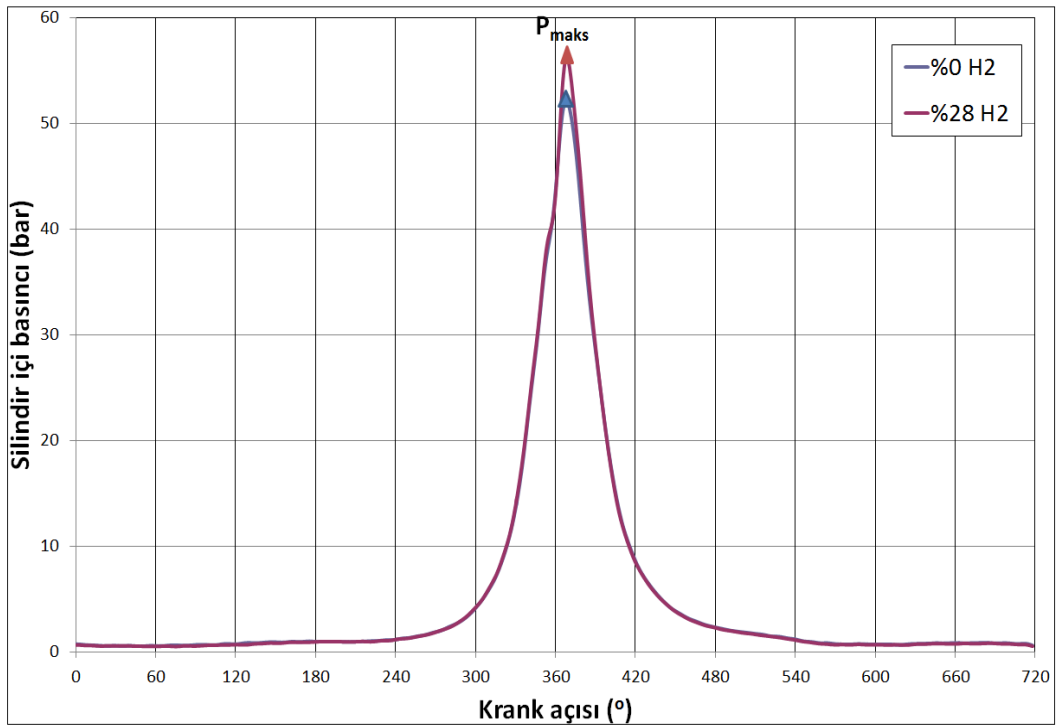
Çizelge 4.15 1100 d/d' da %40 yük şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı

	A-B (°)	B-C (°)	C-D (°)	Z (J/°)	P _{maks} (bar)	B-C (J)	C-D (J)
%0 H ₂	12.5	33.5	15	28.09	52.984	901.8541	204.1667
%16 H ₂	13	30.5	17	30.14	55.337	897.8968	199.5738

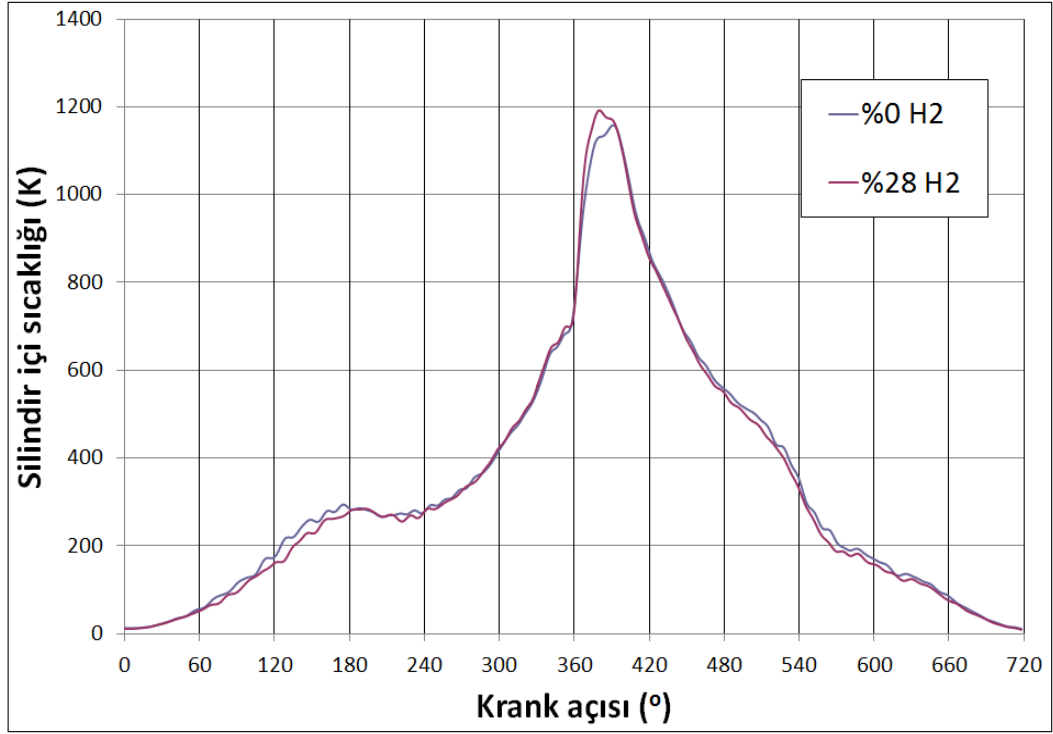
%60 Yük Durumu



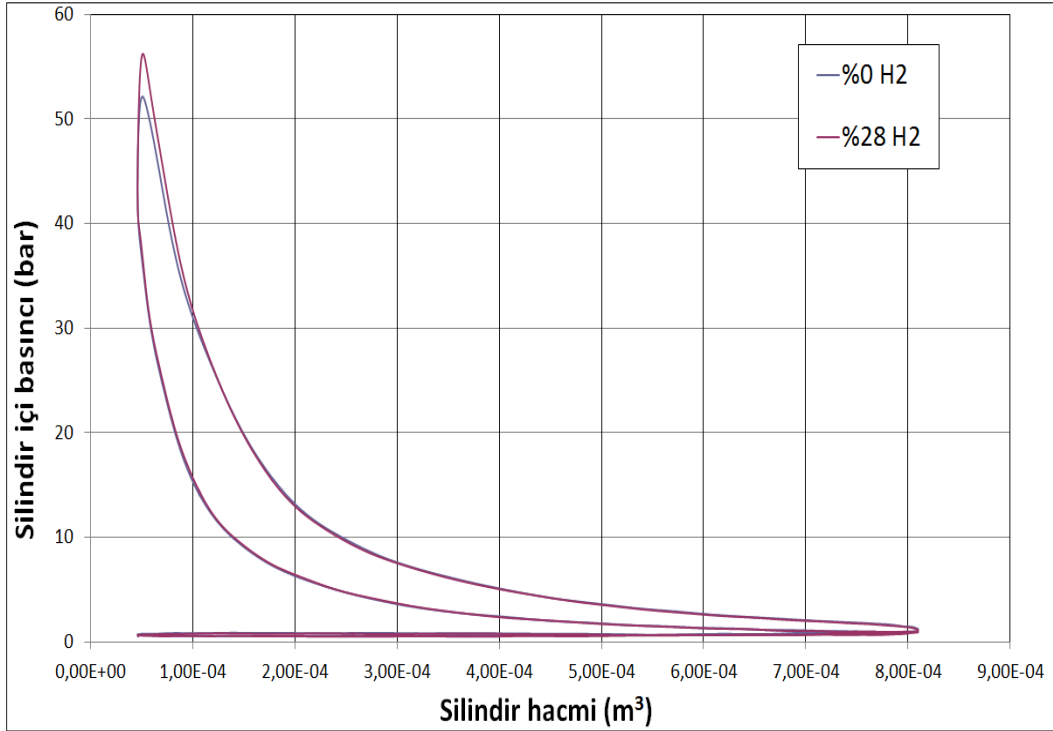
şekil 4.124 1100 d/d' da %60 yk şartında hidrojenin ısı açığa çıkış oranına etkisi



şekil 4.125 1100 d/d' da %60 yk şartında hidrojenin silindir içi basıncına etkisi



Şekil 4.126 1100 d/d' da %60 yük şartında hidrojenin silindir içi sıcaklığına etkisi

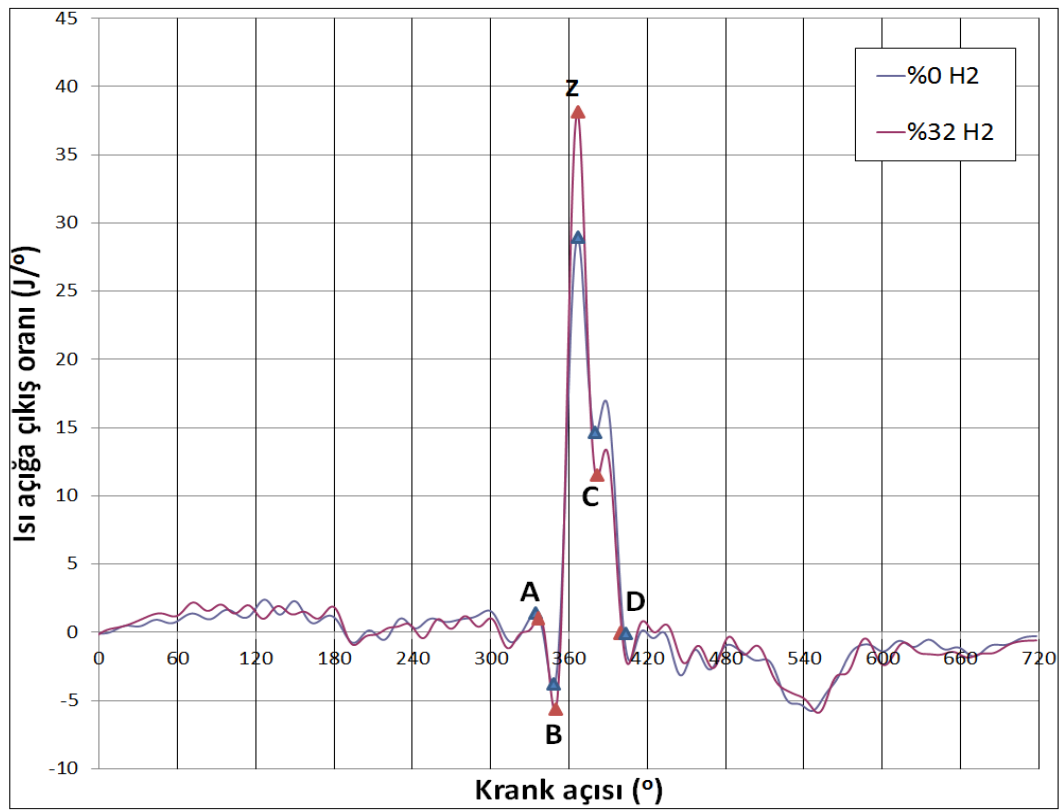


Şekil 4.127 1100 d/d' da %60 yük şartında silindir hacminin silindir içi basıncına etkisi

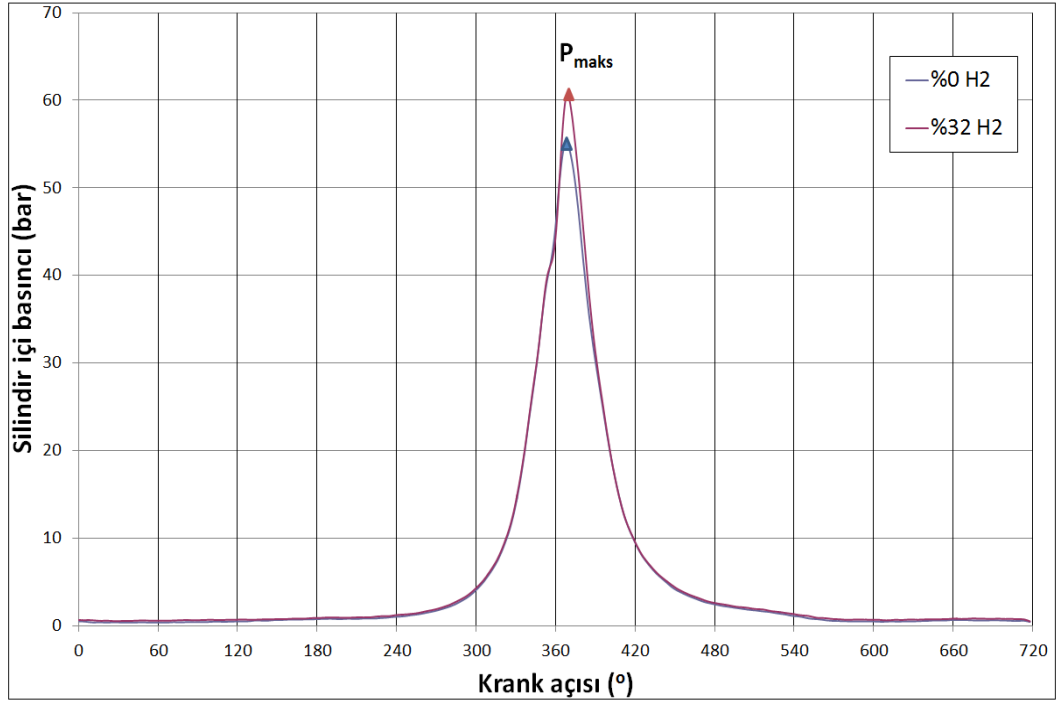
Çizelge 4.16 1100 d/d' da %60 yük şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı

	A-B (°)	B-C (°)	C-D (°)	Z (J/°)	P _{maks} (bar)	B-C (J)	C-D (J)
%0 H ₂	14	30	21.5	26.78	52.16	872.61	521.93
%28 H ₂	14.5	32.5	19.5	31.81	56.00	1075.71	325.51

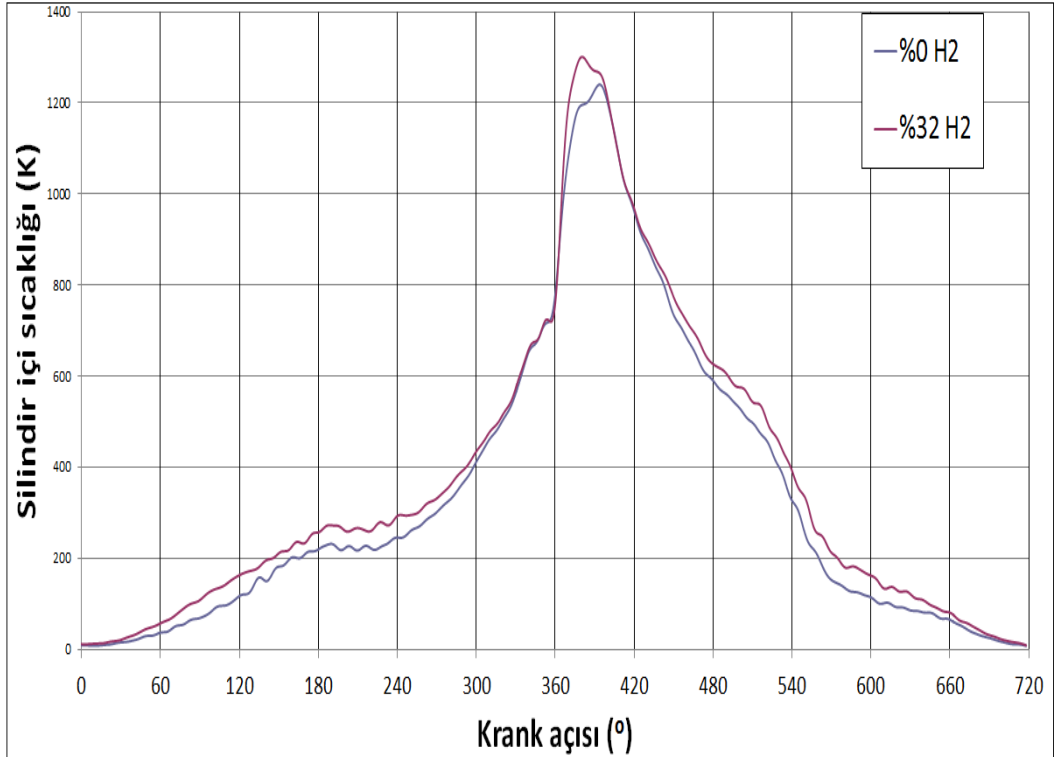
%75 Yük Durumu



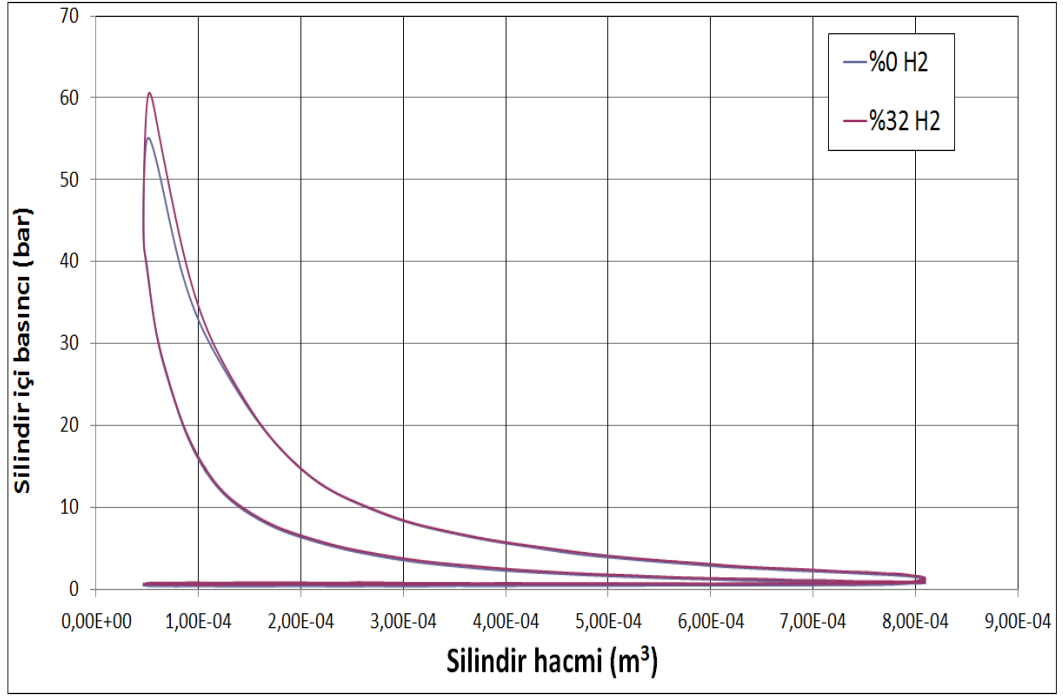
Şekil 4.128 1100 d/d' da %75 yük şartında hidrojenin ısı açığa çıkış oranına etkisi



Şekil 4.129 1100 d/d' da %75 yük şartında hidrojenin silindir içi basıncına etkisi



Şekil 4.130 1100 d/d' da %75 yük şartında hidrojenin silindir içi sıcaklığına etkisi



Şekil 4.131 1100 d/d' da %75 yük şartında silindir hacminin silindir içi basıncına etkisi

Çizelge 4.17 1100 d/d' da %75 yük şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı

	A-B (°)	B-C (°)	C-D (°)	Z (J/°)	P _{maks} (bar)	B-C (J)	C-D (J)
%0 H ₂	9.5	32	24.5	28.61	54.85	969.57	606.79
%32 H ₂	13.5	32.5	22	37.79	59.51	1241.24	400.20

4.2.3 1300 d/d Sabit Motor Hızı Deneyi

1300 d/d deney şartlarında, motor hızı ve motor gücü mümkün olduğunca sabit tutulmaya çalışılmıştır. 1300 d/d sabit motor hızı, Avrupa Stasyonier Çevrimi (ESC) referans alınarak, aşağıdaki formülasyonla belirlenmiştir:

$$C = n_{lo} + 0.75(n_{hi} - n_{lo}) \quad [60]$$

Burada n_{lo} maksimum motor gücünü veren hızın %50' sini, n_{hi} ise maksimum motor gücünü veren hızın %70' ini temsil etmektedir. Deneylerde kullanılan motorun maksimum gücü 2000 d/d elde edildiği için, ESC çevrimine göre çalıştırılması gereken C hızı, 1300 d/d olarak hesaplanmıştır. ESC çevrimine göre, motor hızı ± 50 d/d, motor torku ise, o devirdeki maksimum torkun ± 2 ' sinde tutulmalıdır.

1300 d/d sabit motor hızı deneylerinin ilk kısmında, tam yük koşulunda motor hızı ve motor gücü mümkün olduğunca sabit tutularak, silindir içerisinde gönderilen H_2 ' nin enerji içeriği değiştirilmiştir. Silindir içerisinde gönderilen toplam yakıtın enerji içeriği olarak %0, %16, %36 ve %46' sı kadar H_2 'nin 1300 d/d sabit hız ve güç şartında emisyonlar ve termik verim incelenmiştir. Deneyler ikinci kısmında ise, %37, %47 ve %65 yük koşulunda, 1300 d/d sabit motor hızında, yalnız motorinle (%0 H_2) çalışılan durum, %25 H_2 gönderilmesiyle elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu sayede, kısmi yüklerde H_2 ilavesinin emisyon ve termik verime etkisi incelenmiştir.

Tam yük ve kısmi yük koşullarında motor soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları Çizelge 4.18' de verilmiştir. Ayrıca, yine tam yükte ve kısmi yükte, gönderilen yakıtın alt ısı değeri, bir çevrimde silindir içerisine sokulan ısı miktarı ve gönderilen H_2 miktarı,

Çizelge 4.19' da verilmiştir.

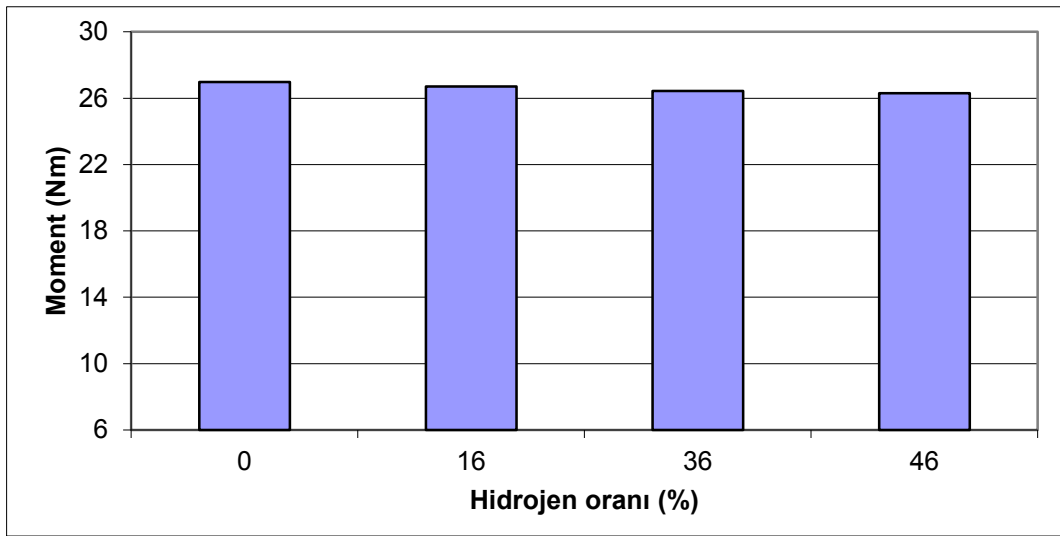
Çizelge 4.18 Soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları

	Soğutma suyu giriş sıcaklığı	Soğutma suyu çıkış sıcaklığı
%100 yük, %0 H ₂	52	83.2
%100 yük, %22 H ₂	52.6	86.3
%100 yük, %33 H ₂	51.7	86.1
%100 yük, %53 H ₂	54	90
%40 yük, %0 H ₂	48.4	74.65
%40 yük, %16 H ₂	61.1	84.1
%60 yük, %0 H ₂	62.5	85.2
%60 yük, %28 H ₂	59.5	84.4
%75 yük, %0 H ₂	60.5	88
%75 yük, %32 H ₂	57.6	81.4

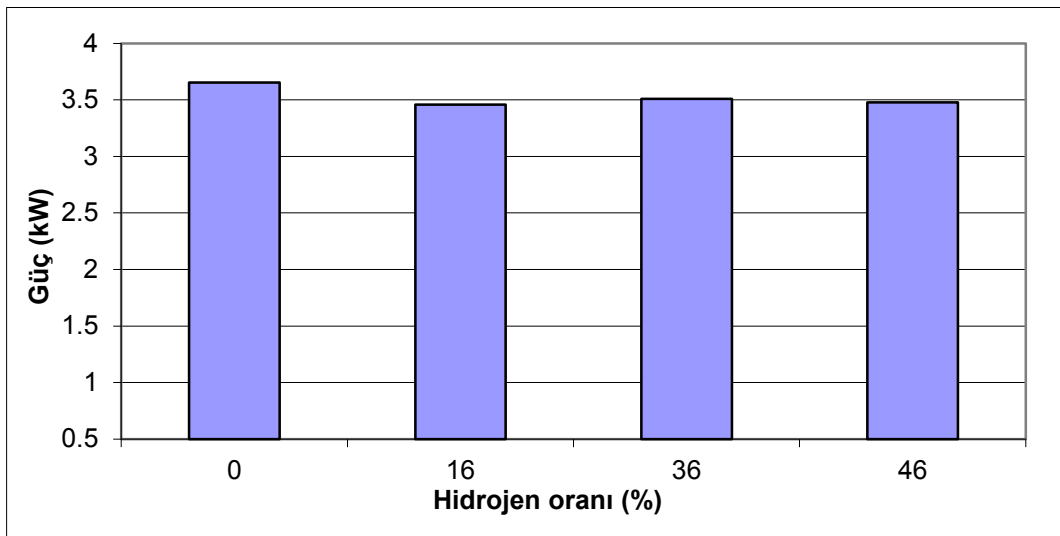
Çizelge 4.19 Gönderilen yakıtın alt ısı değeri, bir çevrimde silindire sokulan ısı miktarı ve gönderilen H₂ miktarı değişimi

	Yakıtın alt ısı değeri	Bir çevrimde	H ₂ miktarı (sL/d)
%100 yük, %0 H ₂	42500.0	1.160	0
%100 yük, %22 H ₂	47406.6	1.169	10.75
%100 yük, %33 H ₂	55284.9	1.205	25.38
%100 yük, %53 H ₂	60639.0	1.234	33.47
%40 yük, %0 H ₂	42500.0	0.658	0
%40 yük, %16 H ₂	51547.1	0.670	10.76
%60 yük, %0 H ₂	42500.0	0.763	0
%60 yük, %28 H ₂	49943.2	0.830	11.1
%75 yük, %0 H ₂	42500.0	0.977	0
%75 yük, %32 H ₂	50672.8	1.053	16.1

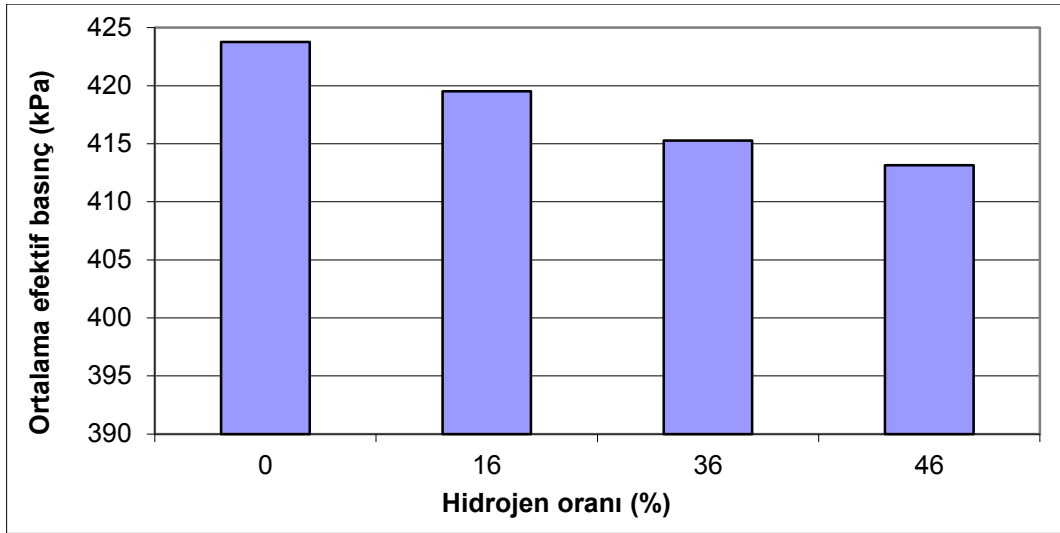
4.2.3.1 Tam Yük Koşulu



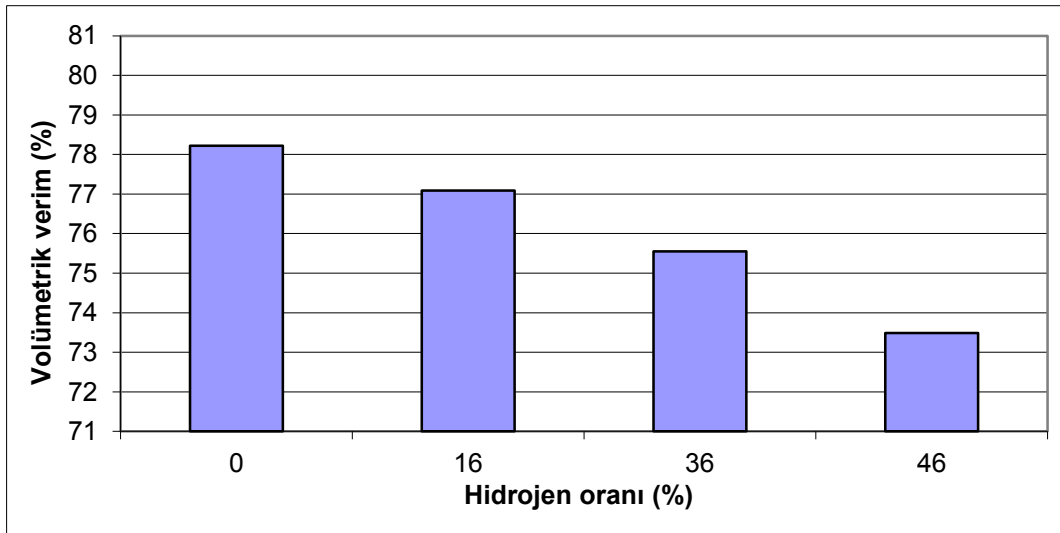
Şekil 4.132 1300 d/d' da tam yük koşulunda motor momentinin farklı hidrojen oranları ile değişimi



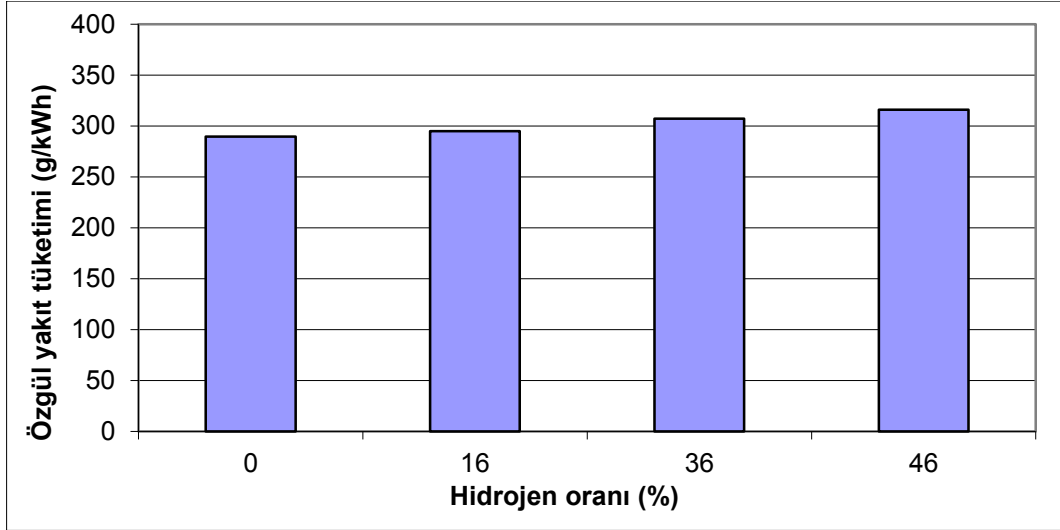
Şekil 4.133 1300 d/d' da tam yük koşulunda motor gücünün farklı hidrojen oranları ile değişimi



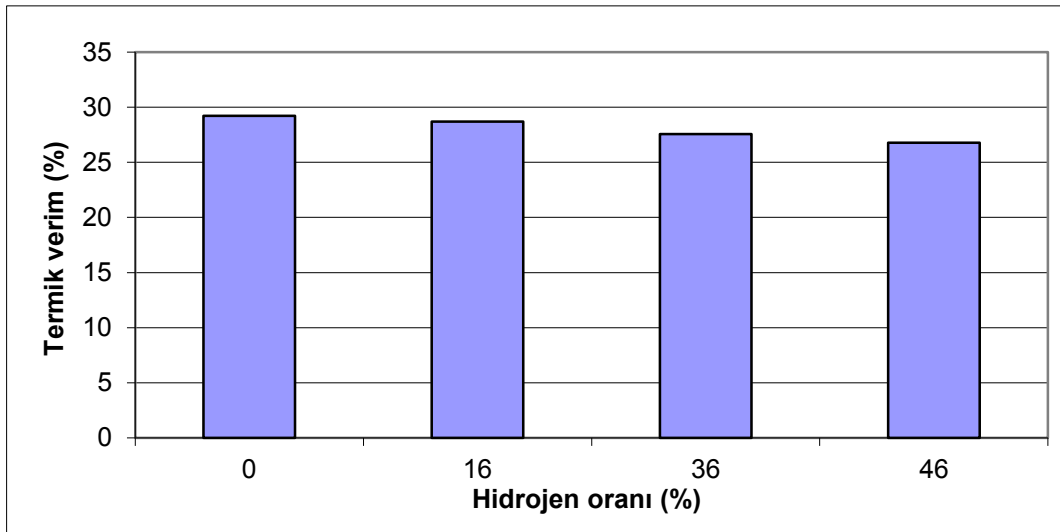
Şekil 4.134 1300 d/d' da tam yük koşulunda ortalama efektif basıncın farklı hidrojen oranları ile değişimi



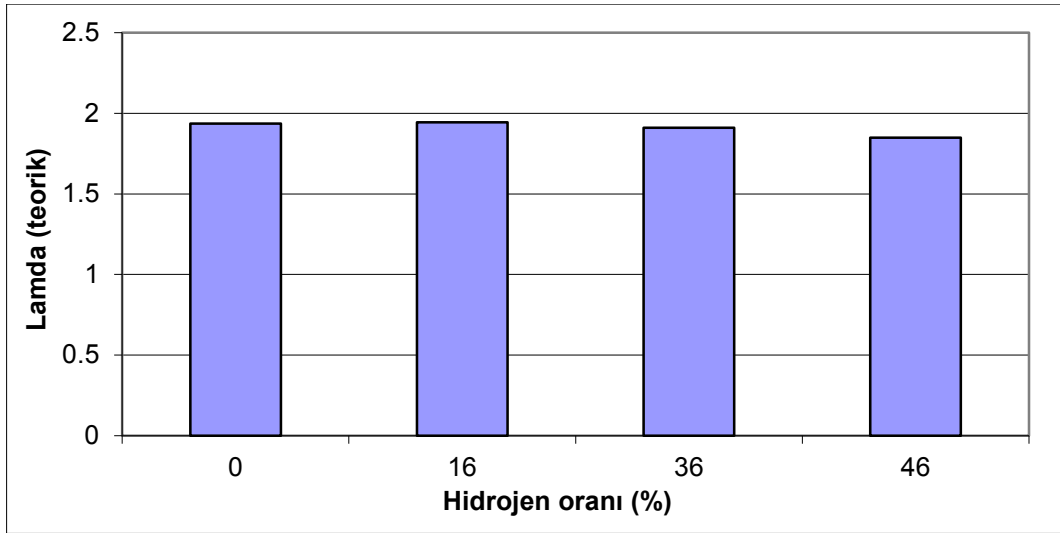
Şekil 4.135 1300 d/d' da tam yük koşulunda volümetrik verimin farklı hidrojen oranları ile değişimi



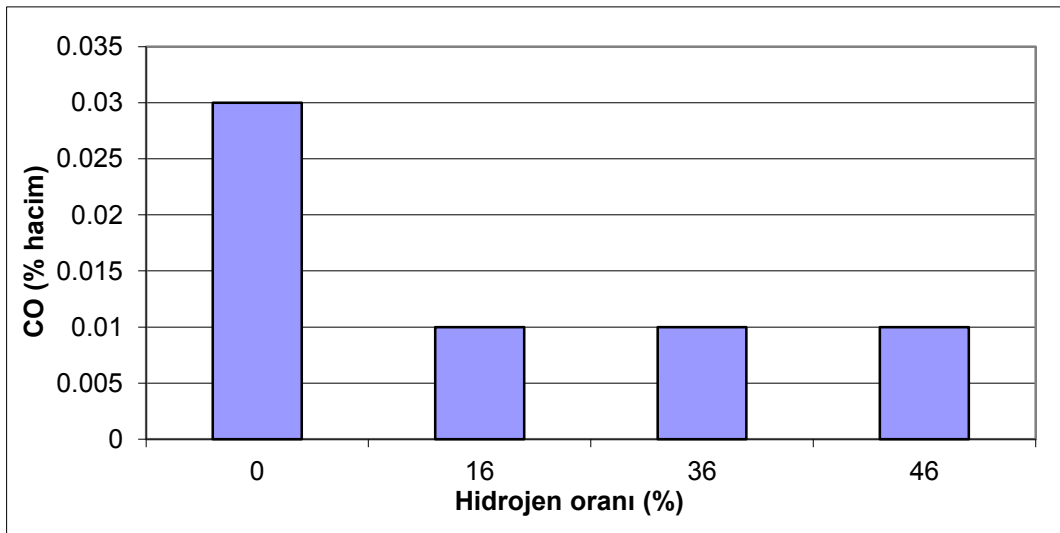
Şekil 4.136 1300 d/d' da tam yük koşulunda özgül yakıt tüketiminin farklı hidrojen oranları ile değişimi



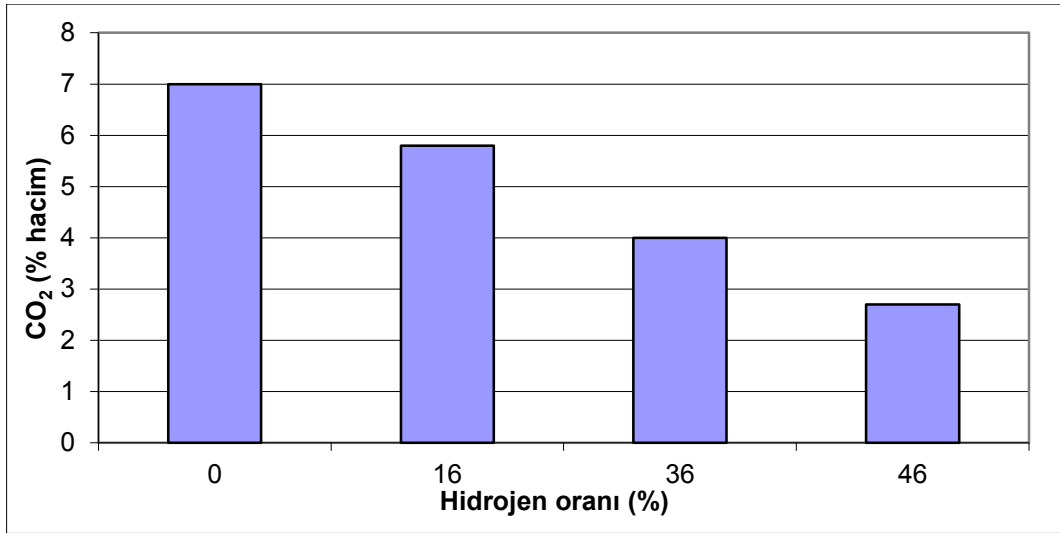
Şekil 4.137 1300 d/d' da tam yük koşulunda termik verimin farklı hidrojen oranları ile değişimi



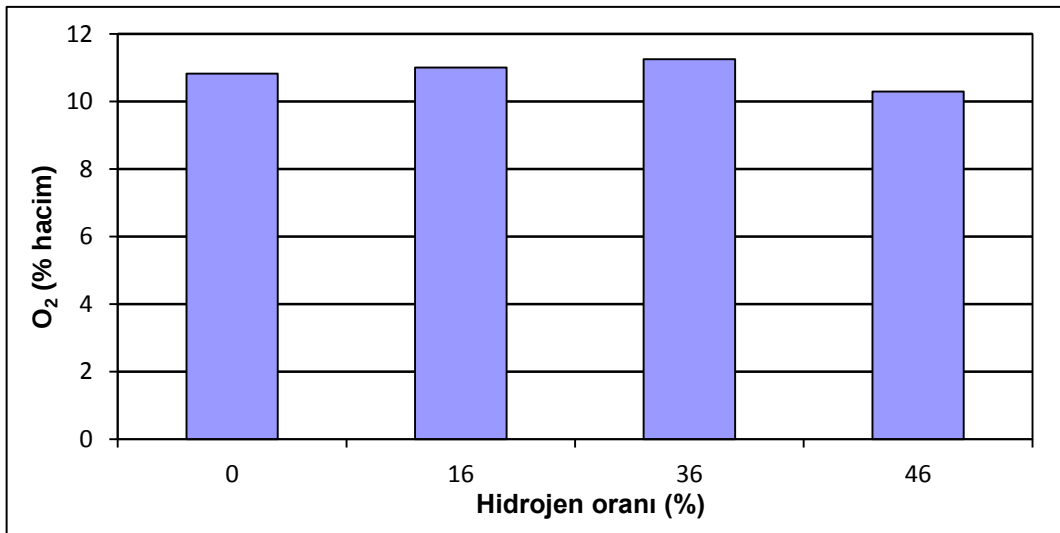
Şekil 4.138 1300 d/d' da tam yük koşulunda lamdanın (teorik) farklı hidrojen oranları ile değişimi



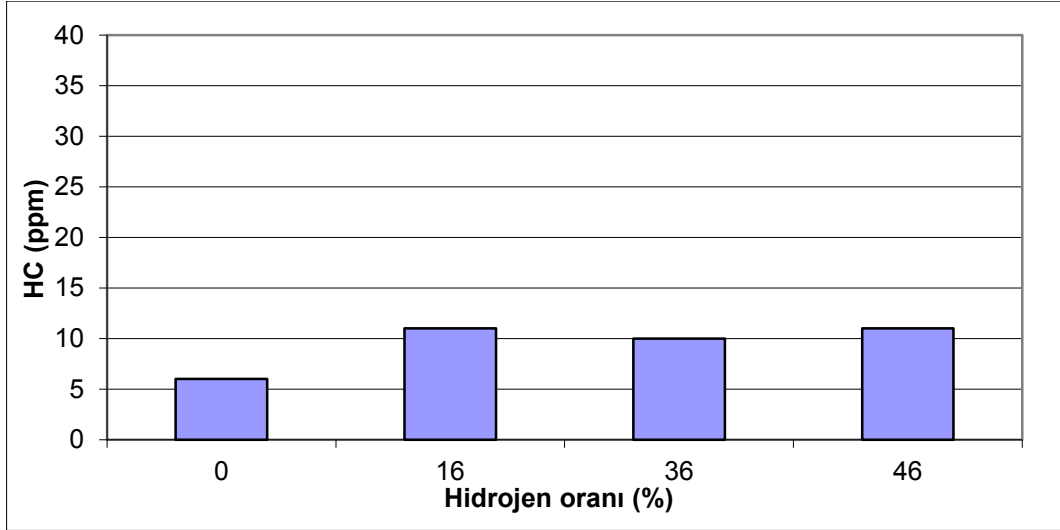
Şekil 4.139 1300 d/d' da tam yük koşulunda CO (% hacim)' nun farklı hidrojen oranları ile değişimi



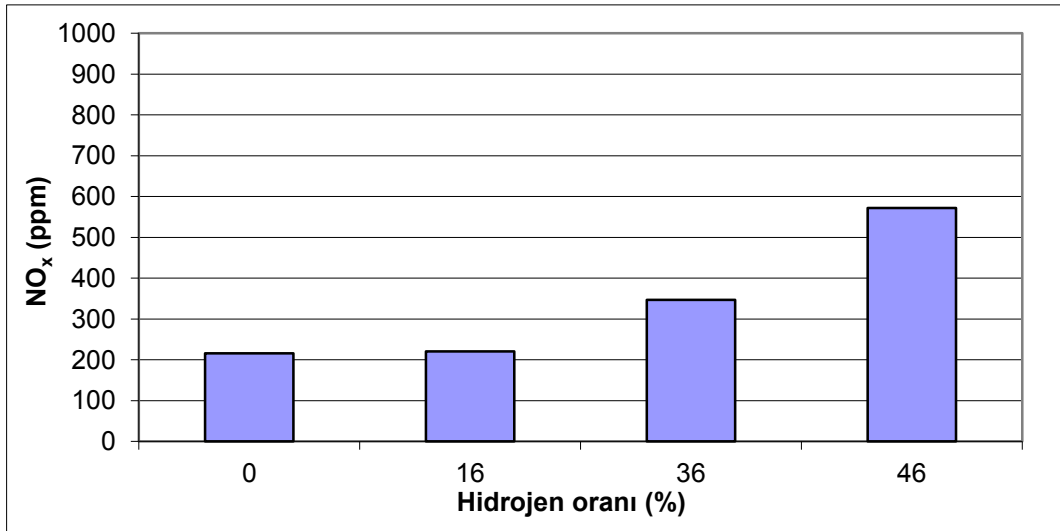
Şekil 4.140 1300 d/d' da tam yük koşulunda CO₂ (% hacim)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi



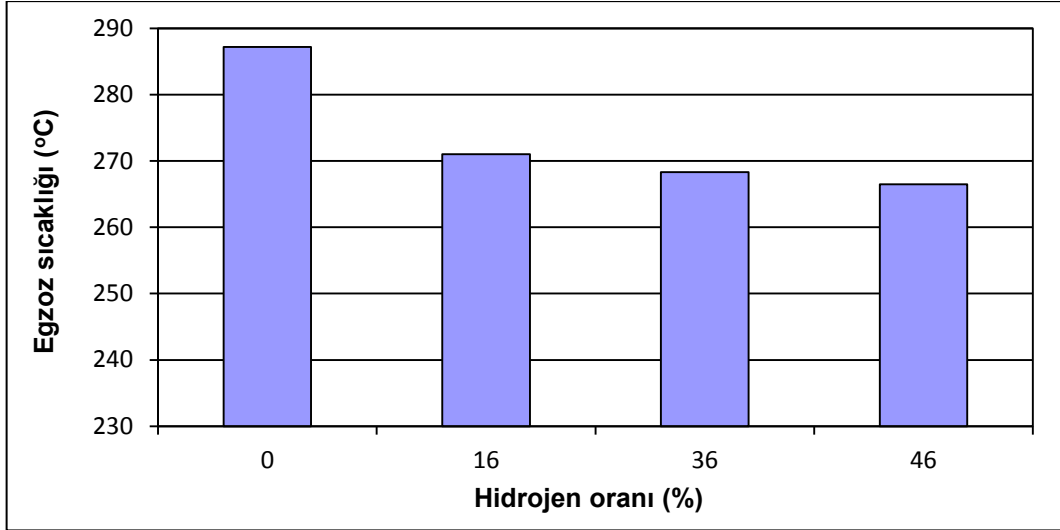
Şekil 4.141 1300 d/d' da tam yük koşulunda O₂ (% hacim)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi



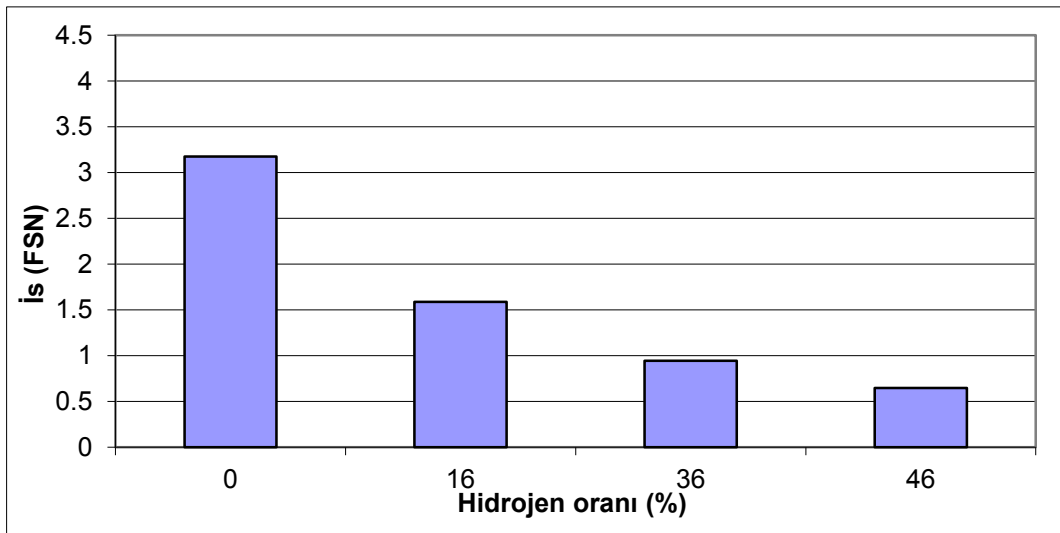
Şekil 4.142 1300 d/d' da tam yük koşulunda HC (ppm)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi



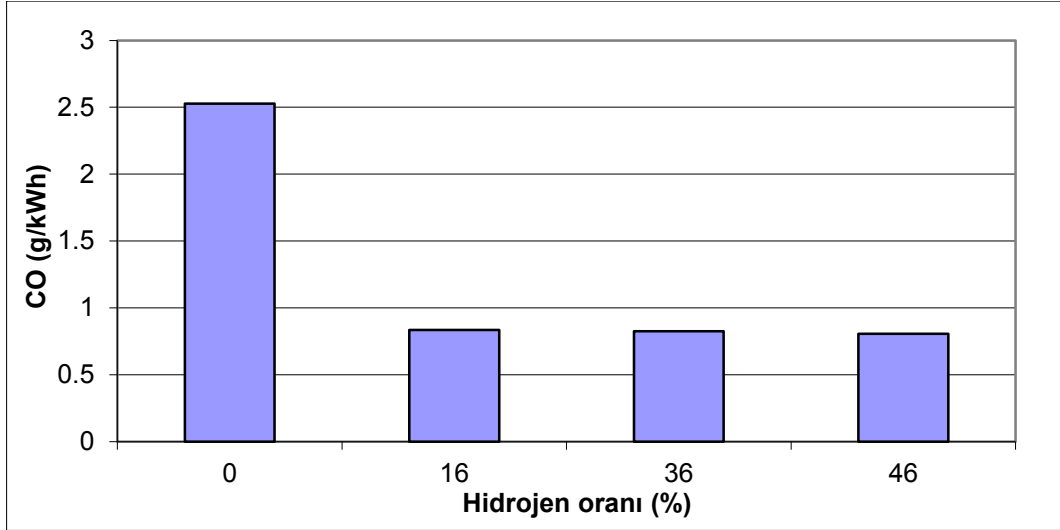
Şekil 4.143 1300 d/d' da tam yük koşulunda NO_x (ppm)' in farklı hidrojen oranları ile değişimi



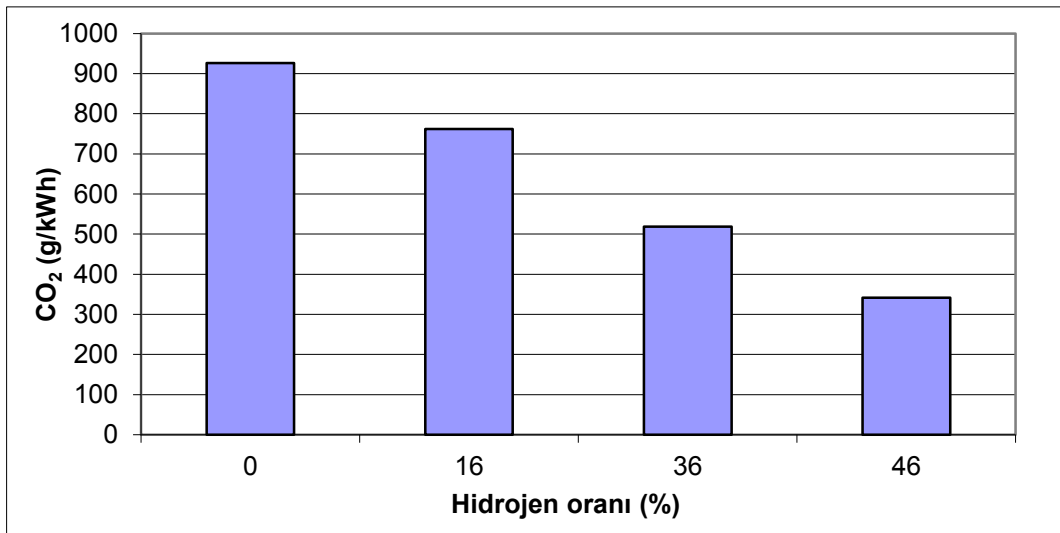
Şekil 4.144 1300 d/d' da tam yük koşulunda egzoz sıcaklığının farklı hidrojen oranları ile değişimi



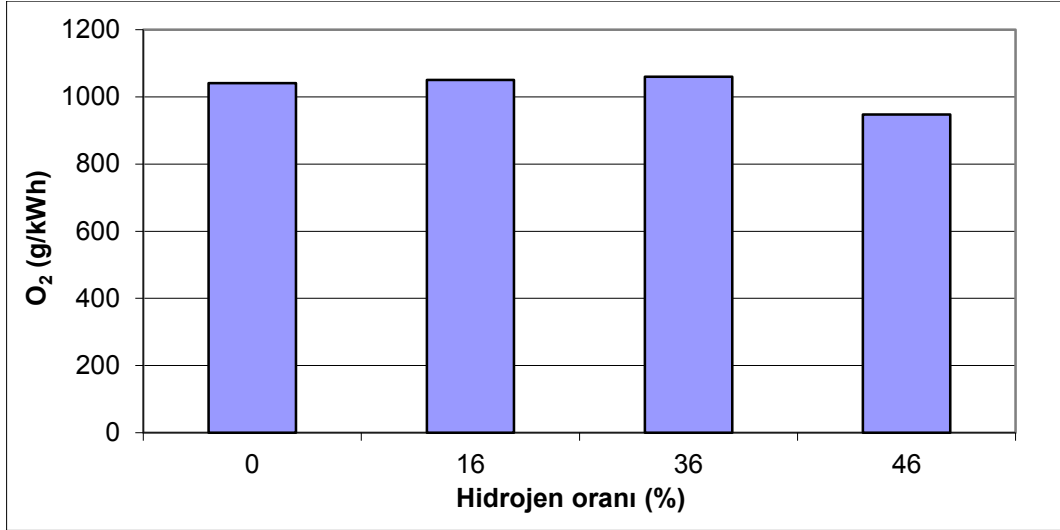
Şekil 4.145 1300 d/d' da tam yük koşulunda isin (FSN) farklı hidrojen oranları ile değişimi



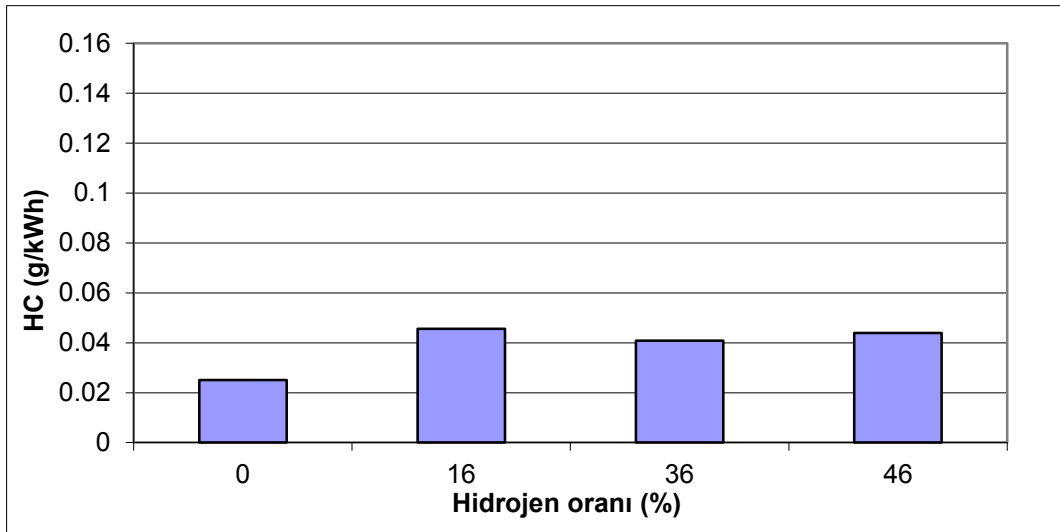
Şekil 4.146 1300 d/d' da tam yük koşulunda CO (g/kWh)' nun farklı hidrojen oranları ile değişimi



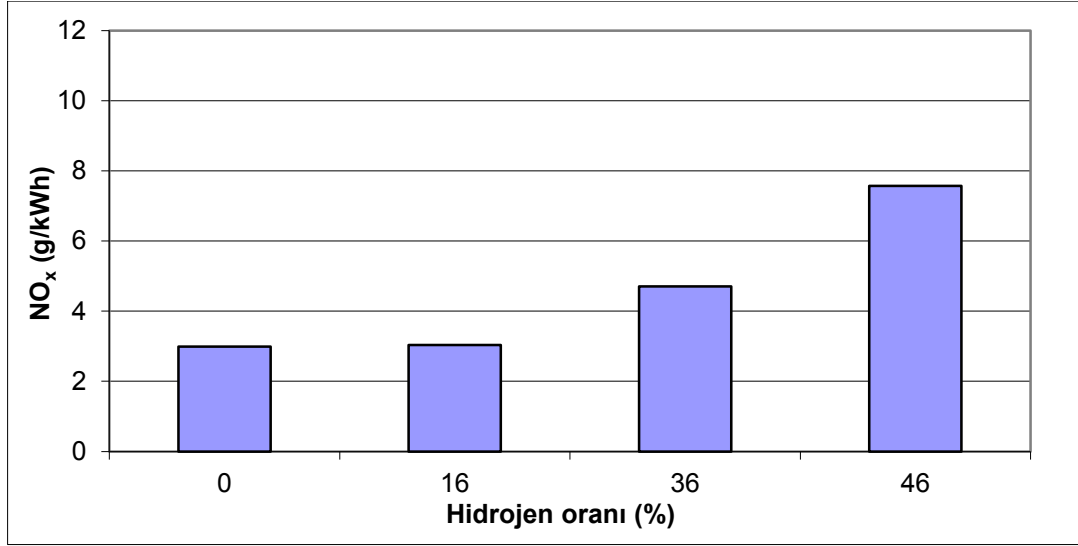
Şekil 4.147 1300 d/d' da tam yük koşulunda CO₂ (g/kWh)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi



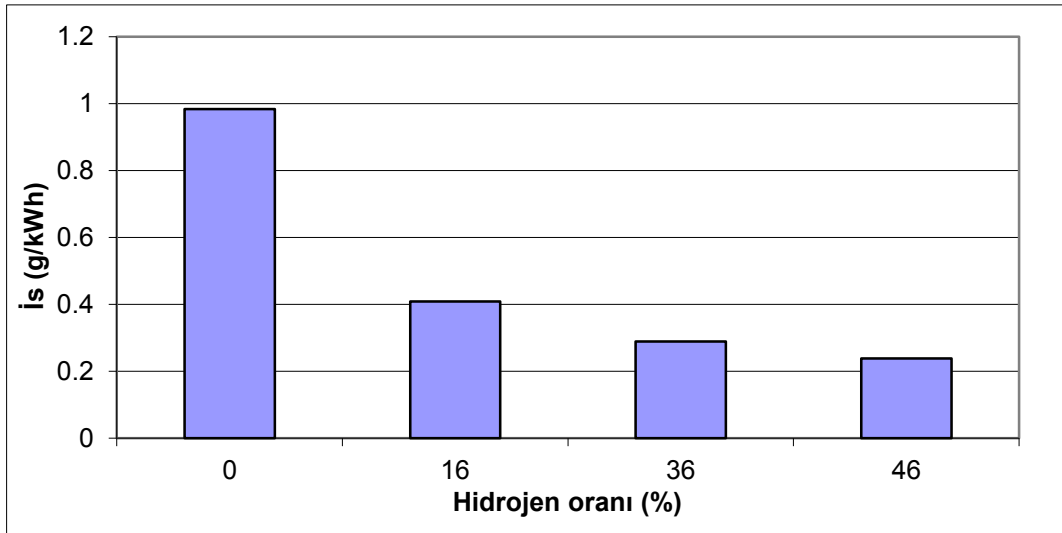
Şekil 4.148 1300 d/d' da tam yük koşulunda O₂ (g/kWh)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi



Şekil 4.149 1300 d/d' da tam yük koşulunda HC (g/kWh)' nin farklı hidrojen oranları ile değişimi

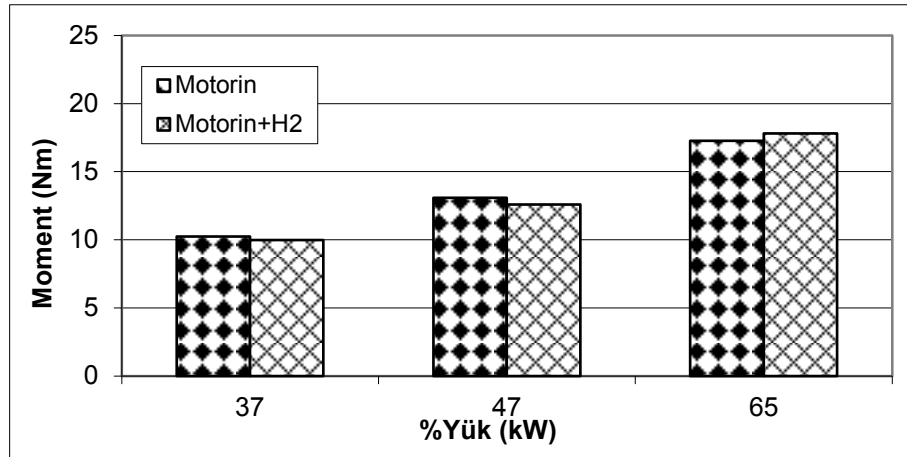


Şekil 4.150 1300 d/d' da tam yük koşulunda NO_x (g/kWh)' in farklı hidrojen oranları ile değişimi

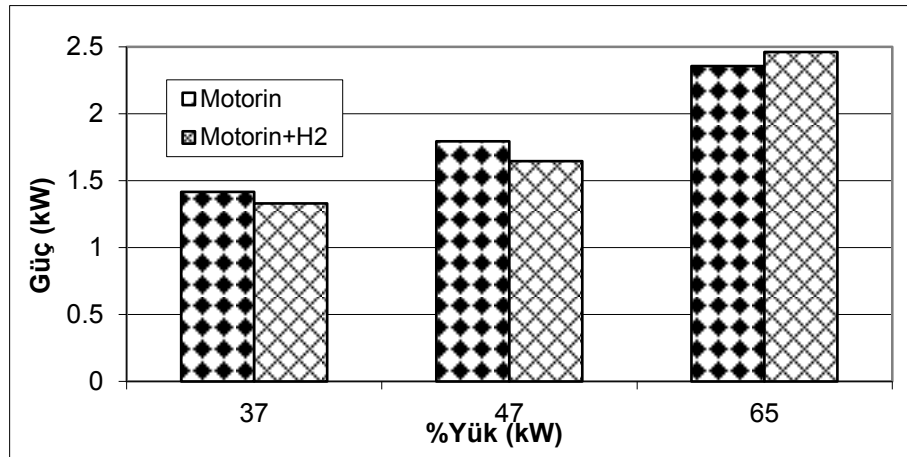


Şekil 4.151 1300 d/d' da tam yük koşulunda isin (g/kWh) farklı hidrojen oranları ile değişimi

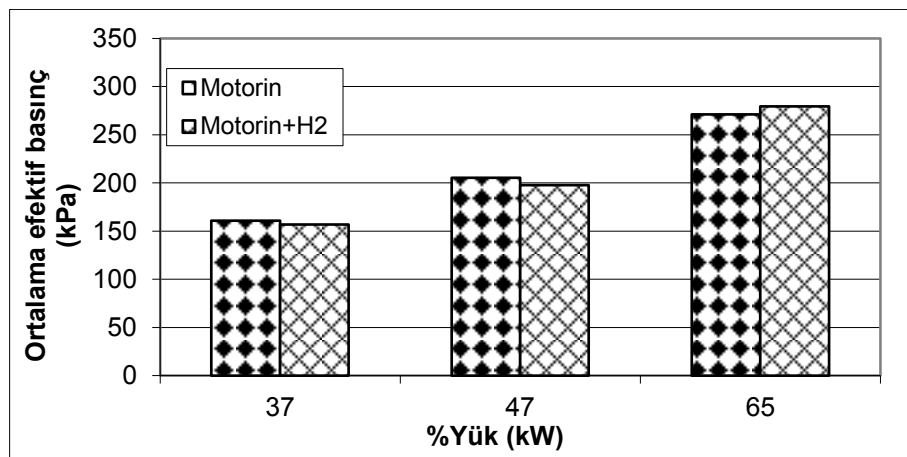
4.2.3.2 Kısmi yük koşulu



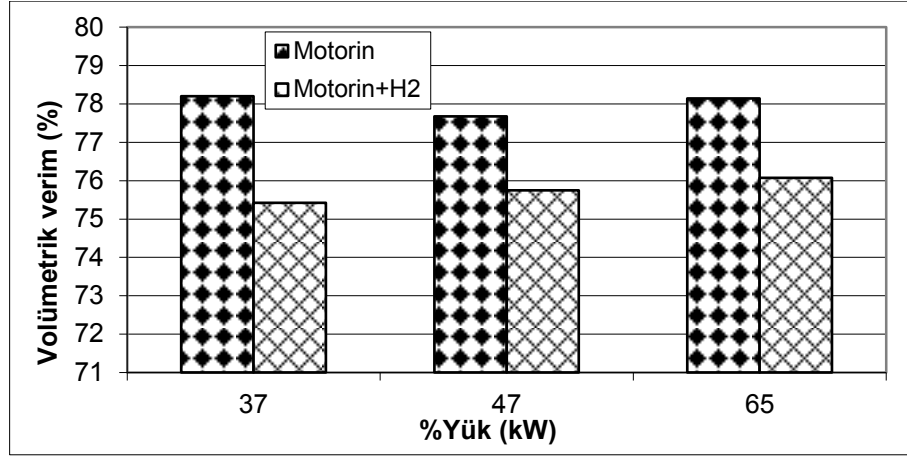
Şekil 4.152 1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin motor momentine etkisi



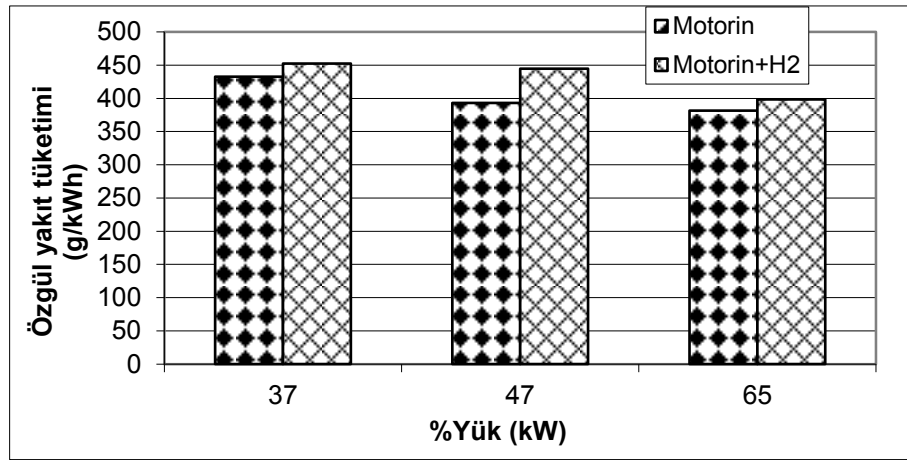
Şekil 4.153 1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin motor gücüne etkisi



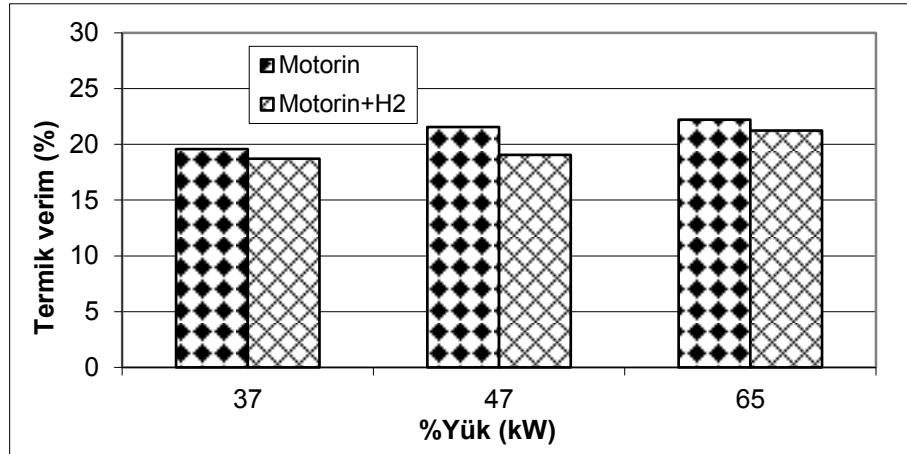
Şekil 4.154 1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin ortalama efektif basınca etkisi



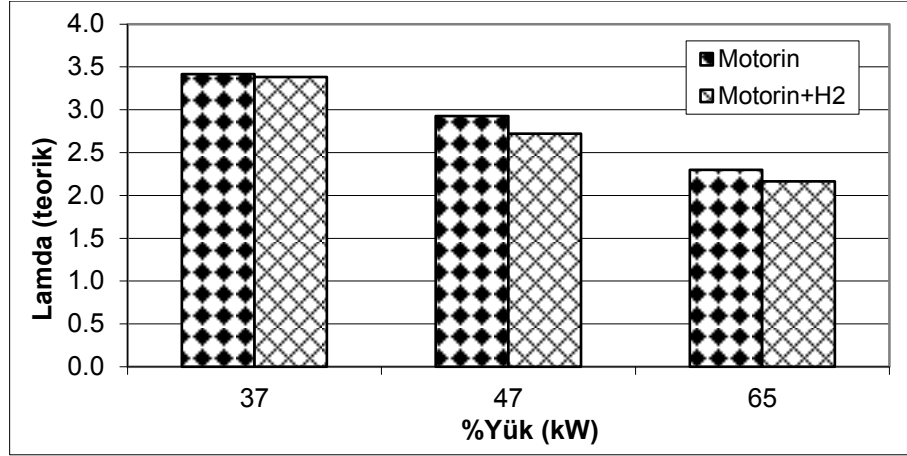
Şekil 4.155 1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin volümetrik verime etkisi



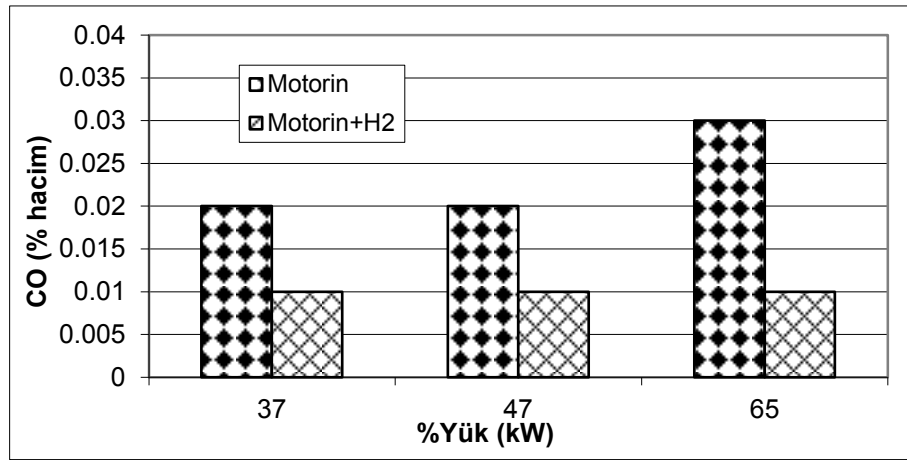
Şekil 4.156 1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin özgül yakıt tüketimine etkisi



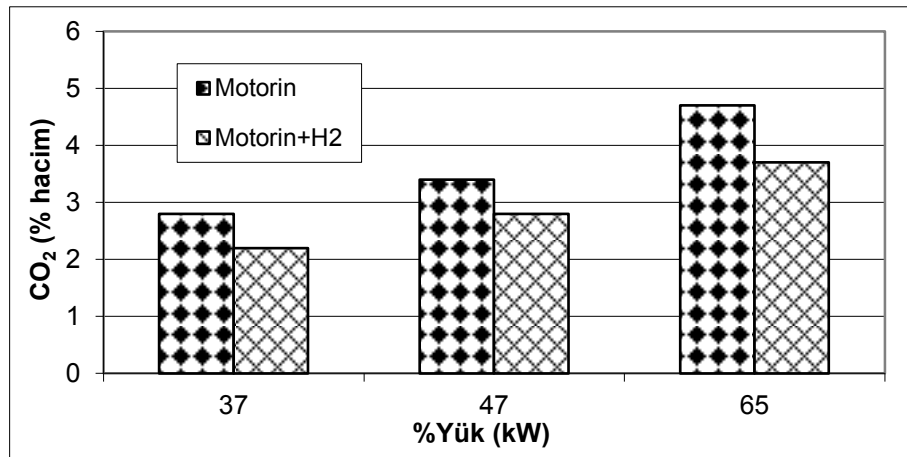
Şekil 4.157 1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin termik verime etkisi



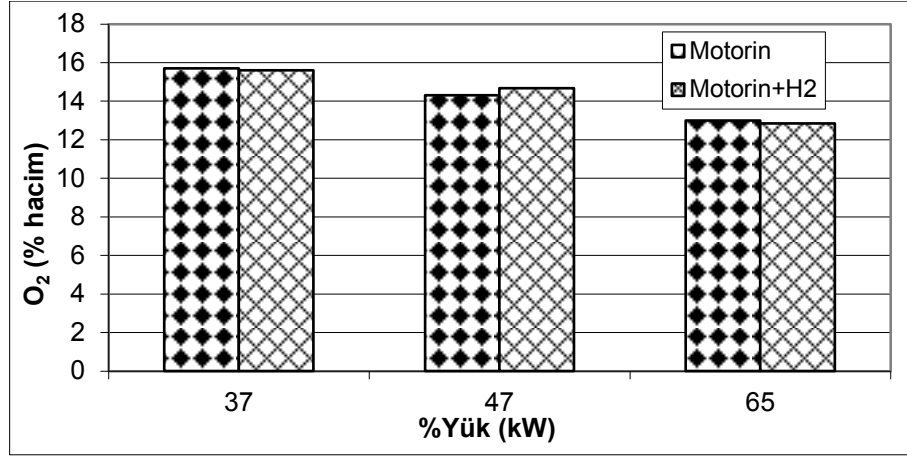
Şekil 4.158 1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin lamdaya (teorik) etkisi



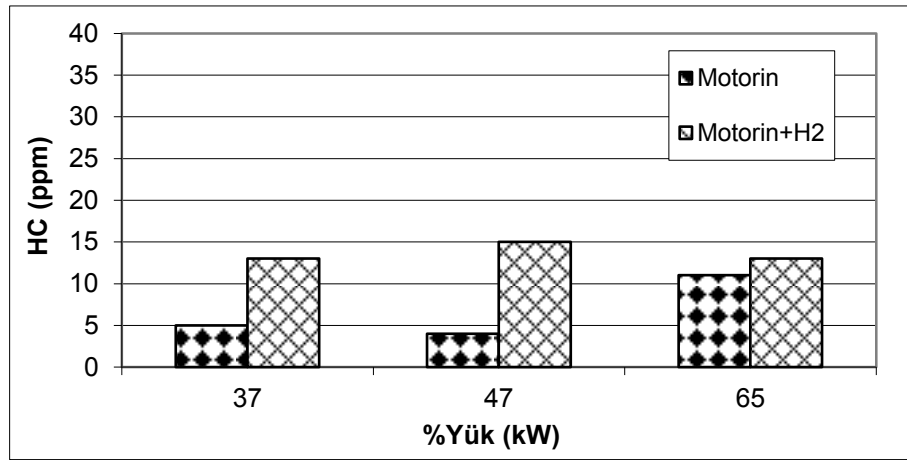
Şekil 4.159 1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin CO (% hacim)' ye etkisi



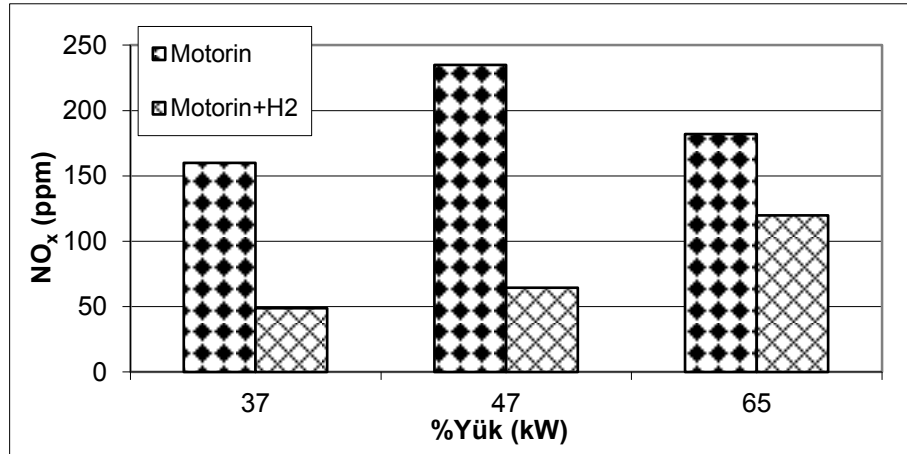
Şekil 4.160 1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin CO₂ (% hacim)' ye etkisi



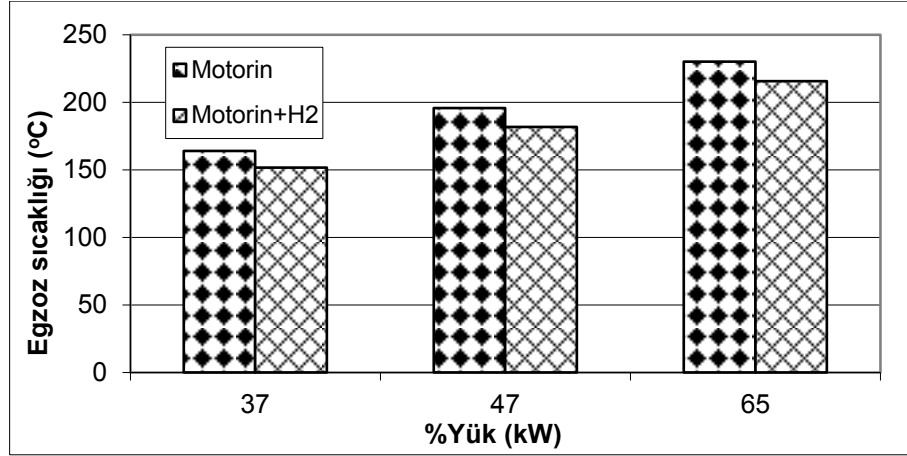
Şekil 4.161 1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin O_2 (% hacim)' ye etkisi



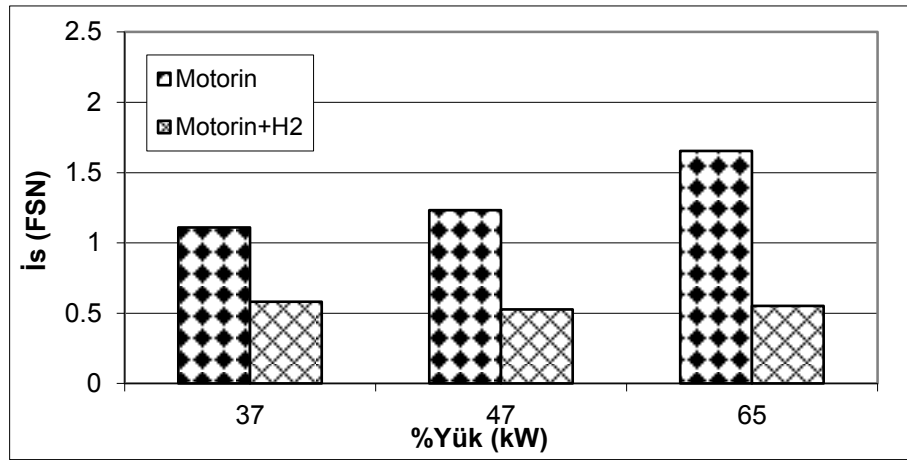
Şekil 4.162 1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin HC (ppm)' ye etkisi



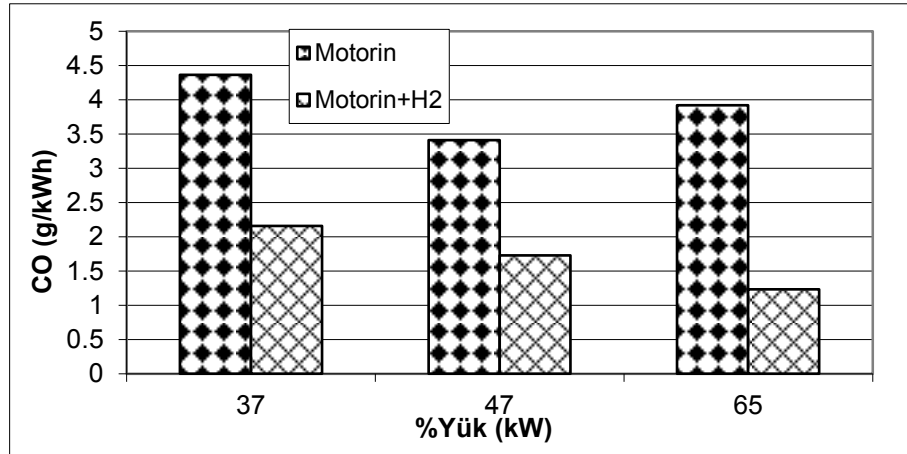
Şekil 4.163 1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin NO_x (ppm)' e etkisi



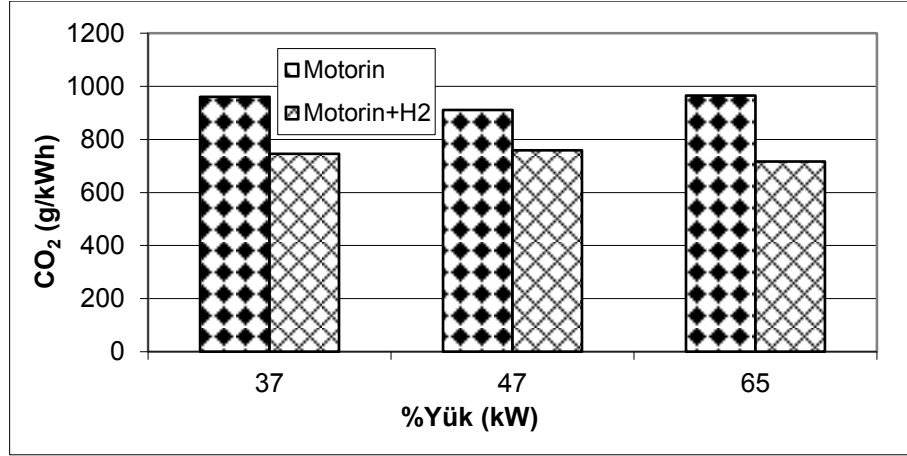
Şekil 4.164 1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin egzoz sıcaklığına etkisi



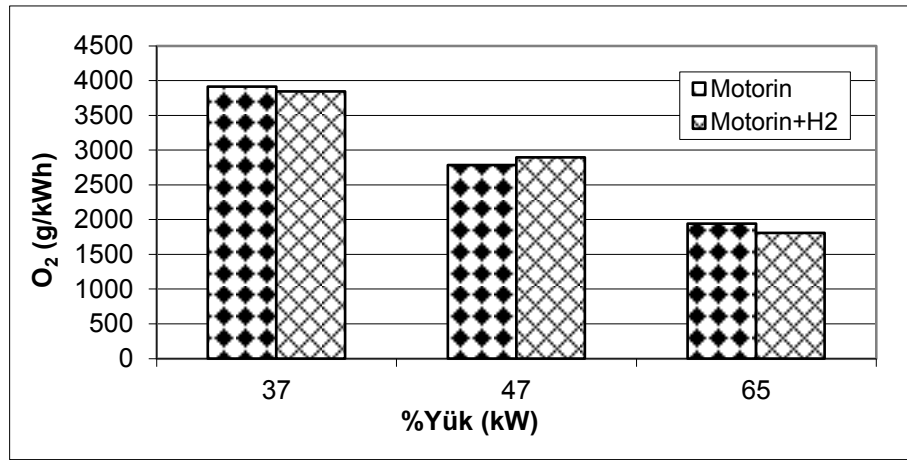
Şekil 4.165 1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin ise (FSN) etkisi



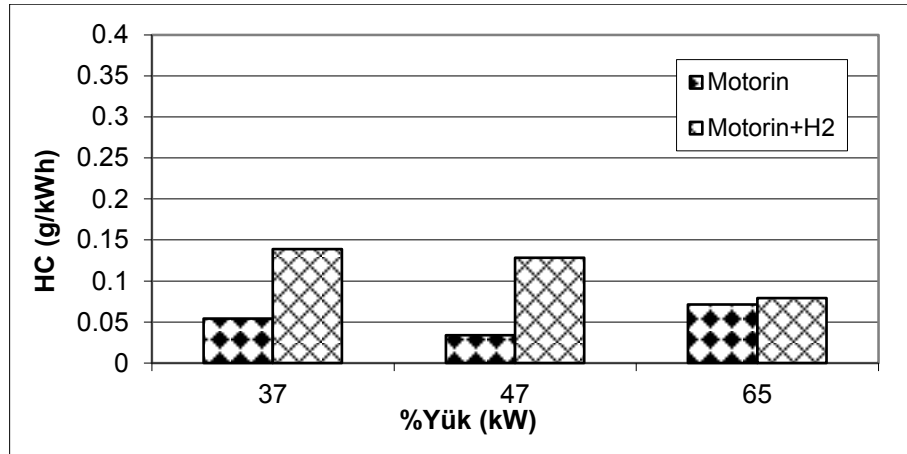
Şekil 4.166 1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin CO (g/kWh)' ya etkisi



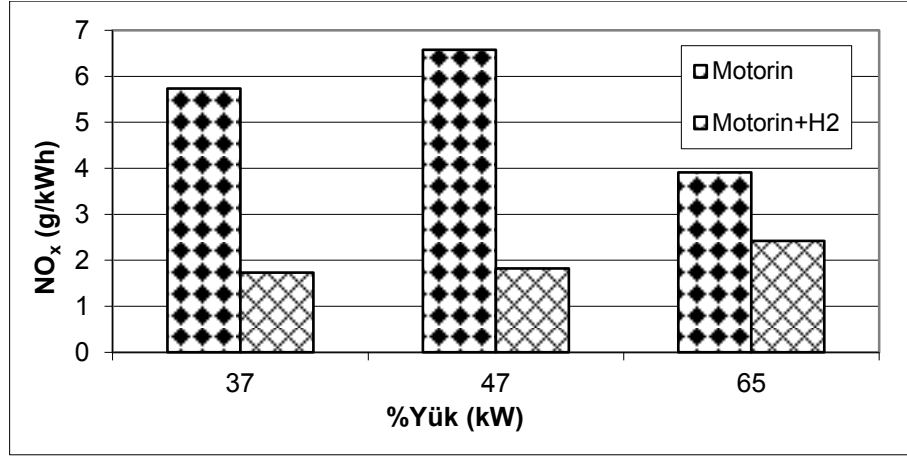
Şekil 4.167 1300 d/d’ da farklı motor yüklerinde hidrojenin CO₂ (g/kWh)’ ye etkisi



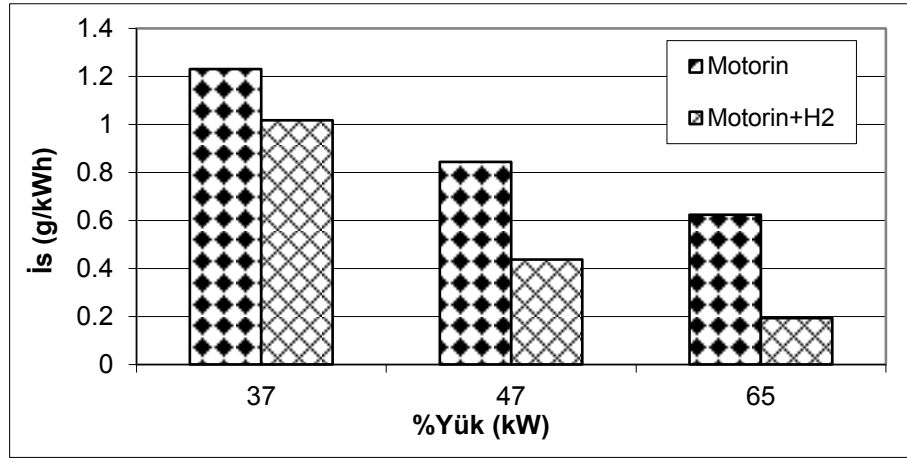
Şekil 4.168 1300 d/d’ da farklı motor yüklerinde hidrojenin O₂ (g/kWh)’ ye etkisi



Şekil 4.169 1300 d/d’ da farklı motor yüklerinde hidrojenin HC (g/kWh)’ ye etkisi



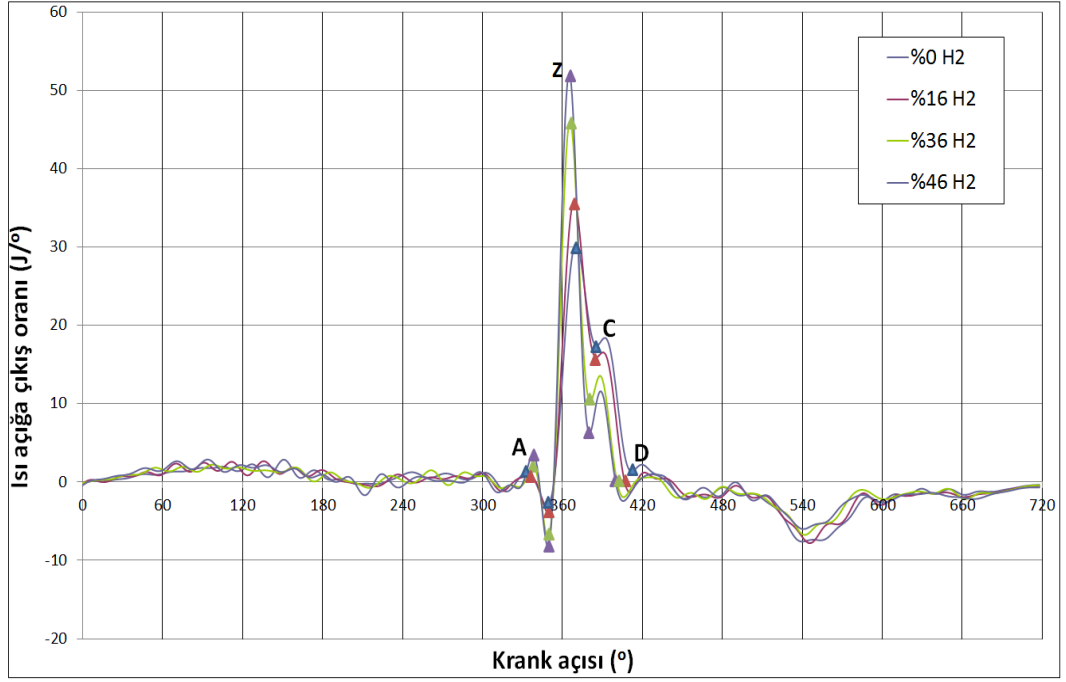
Şekil 4.170 1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin NO_x (g/kWh)' e etkisi



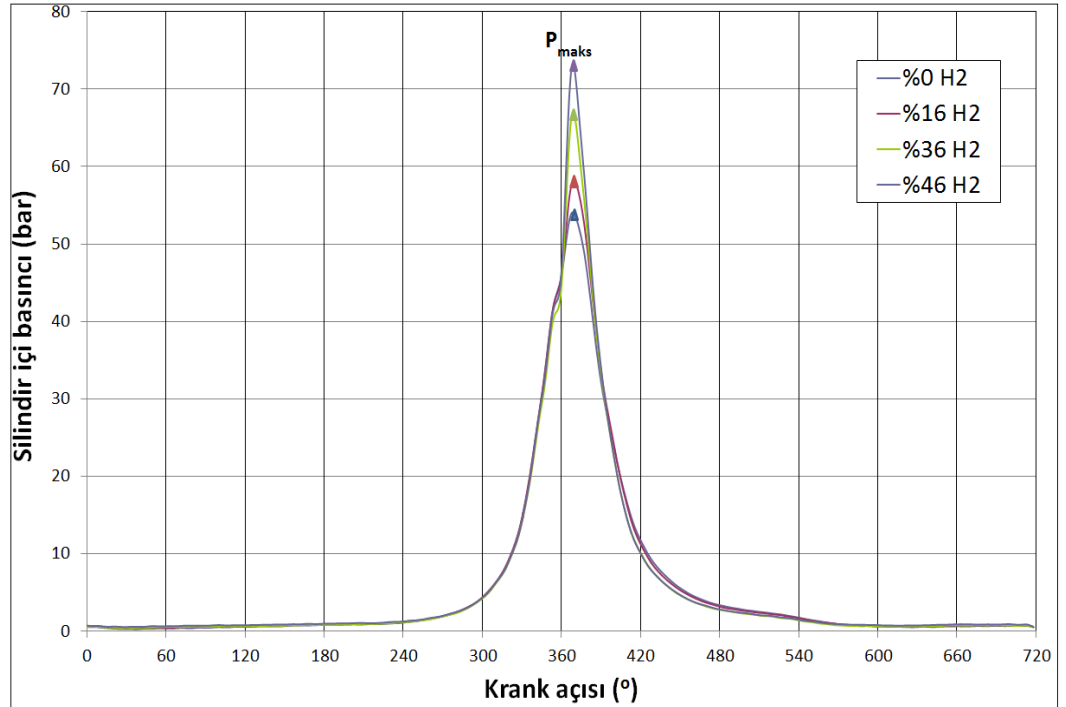
Şekil 4.171 1300 d/d' da farklı motor yüklerinde hidrojenin ise (g/kWh) etkisi

4.2.3.3 Isıl Analiz

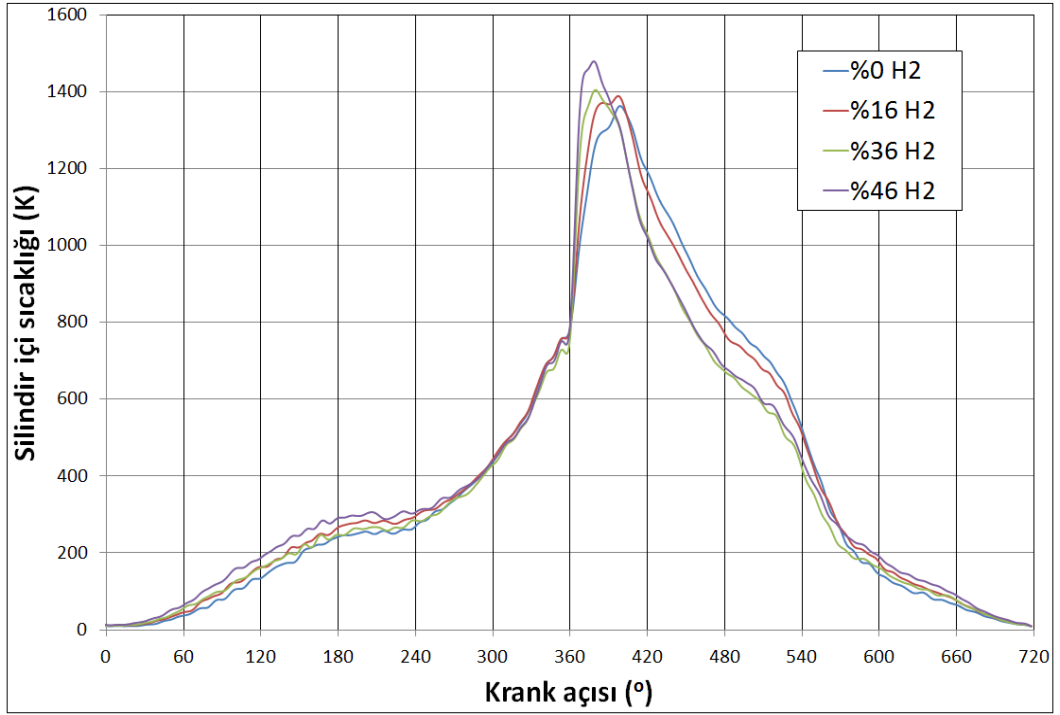
%100 Yük Konumunda



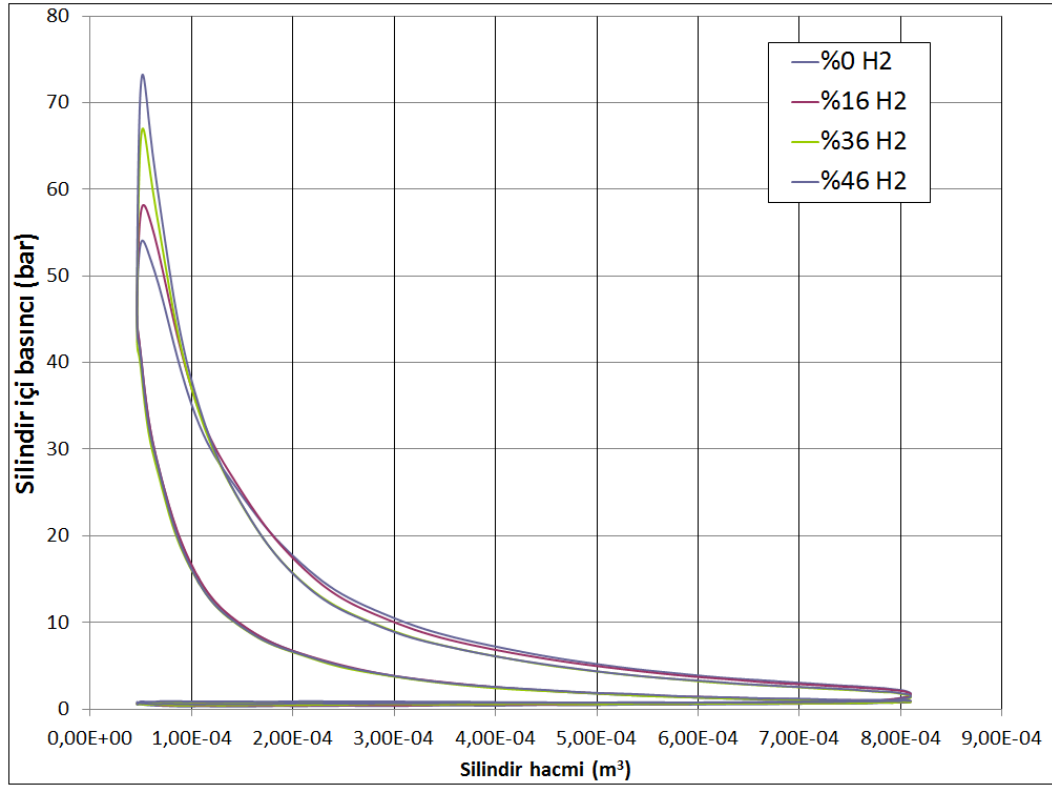
Şekil 4.172 1300 d/d' da tam yük şartında hidrojenin ısı açığa çıkış oranına etkisi



Şekil 4.173 1300 d/d' da tam yük şartında hidrojenin silindir içi basıncına etkisi



Şekil 4.174 1300 d/d' da tam yük şartında hidrojenin silindir içi sıcaklığına etkisi



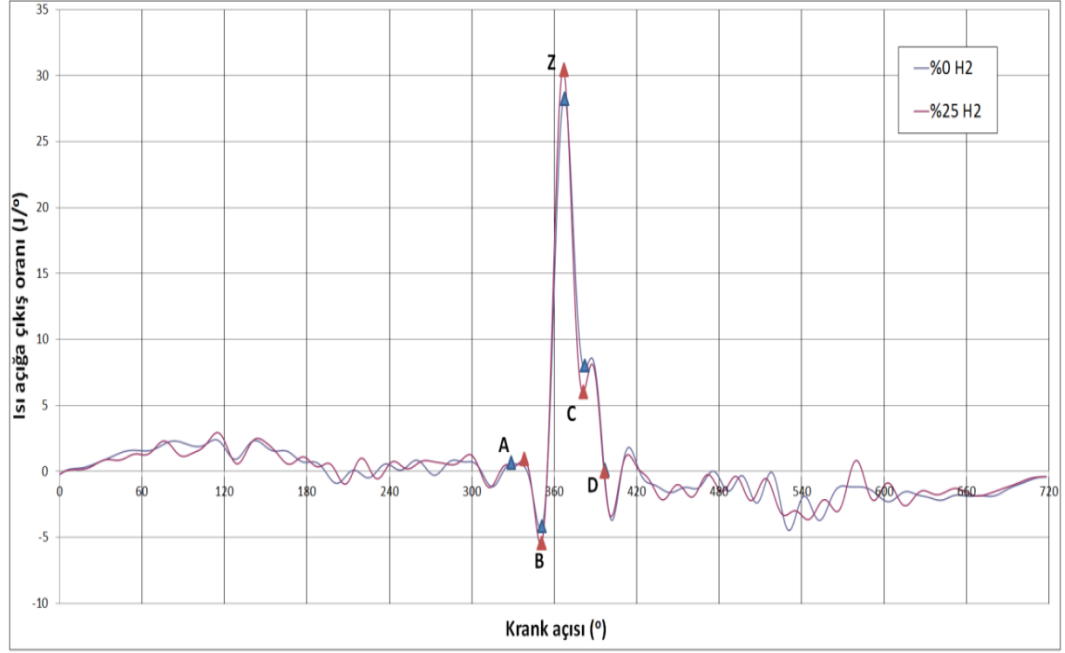
Şekil 4.175 1300 d/d' da tam yük şartında silindir hacminin silindir içi basıncına etkisi

Çizelge 4.20 1300 d/d' da tam yük şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı

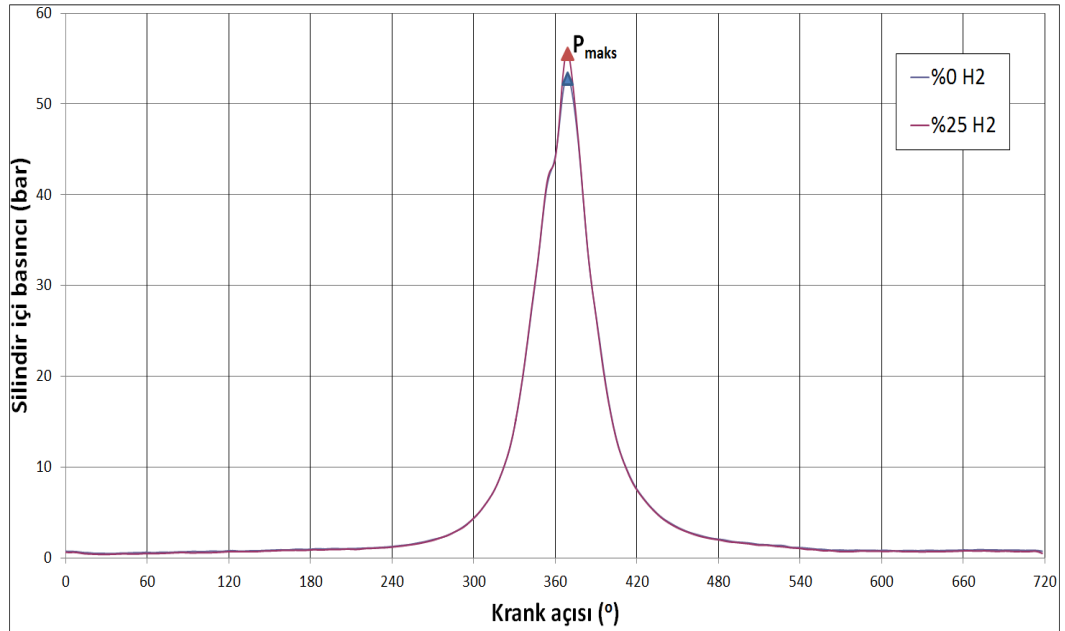
	A-B (°)	B-C (°)	C-D (°)	Z (J/°)	P _{maks} (bar)	B-C (J)	C-D (J)
%0 H₂	15.5	35.5	28	30.07	53.42	1154.67	760.03
%16 H₂	13	38	23.5	35.78	57.55	1381.65	546.90
%36 H₂	12.5	30	22.5	46.06	66.54	1369.91	466.45
%46 H₂	12.5	31	21.5	51.86	72.95	1528.76	319.71

Kısmi Yükle

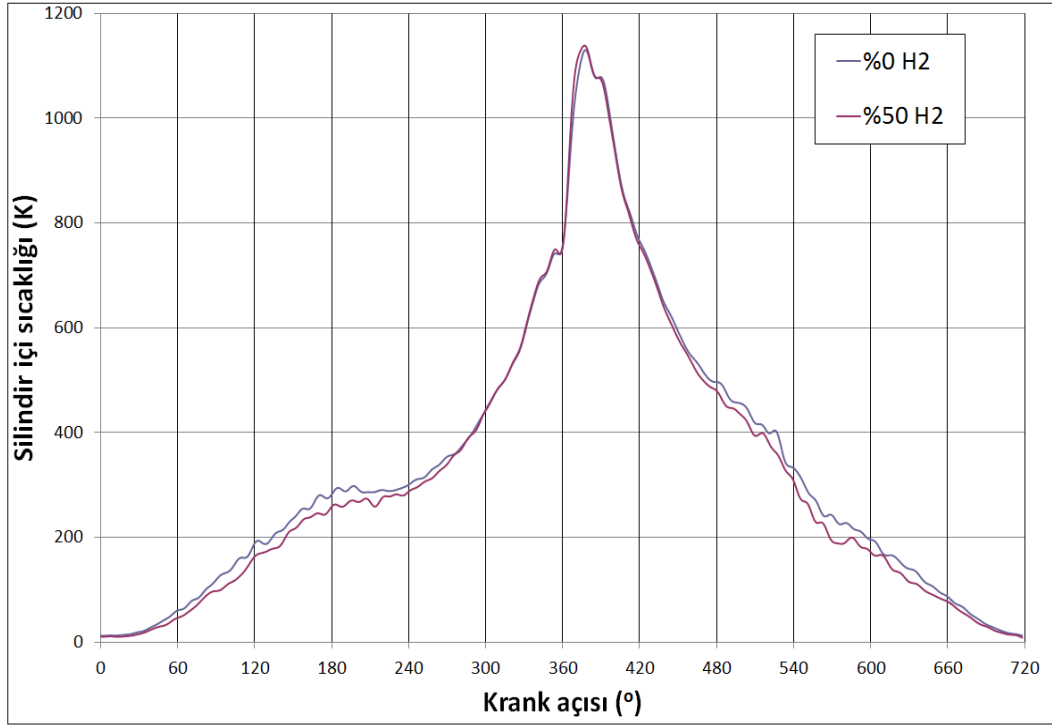
%37 Yük Durumu



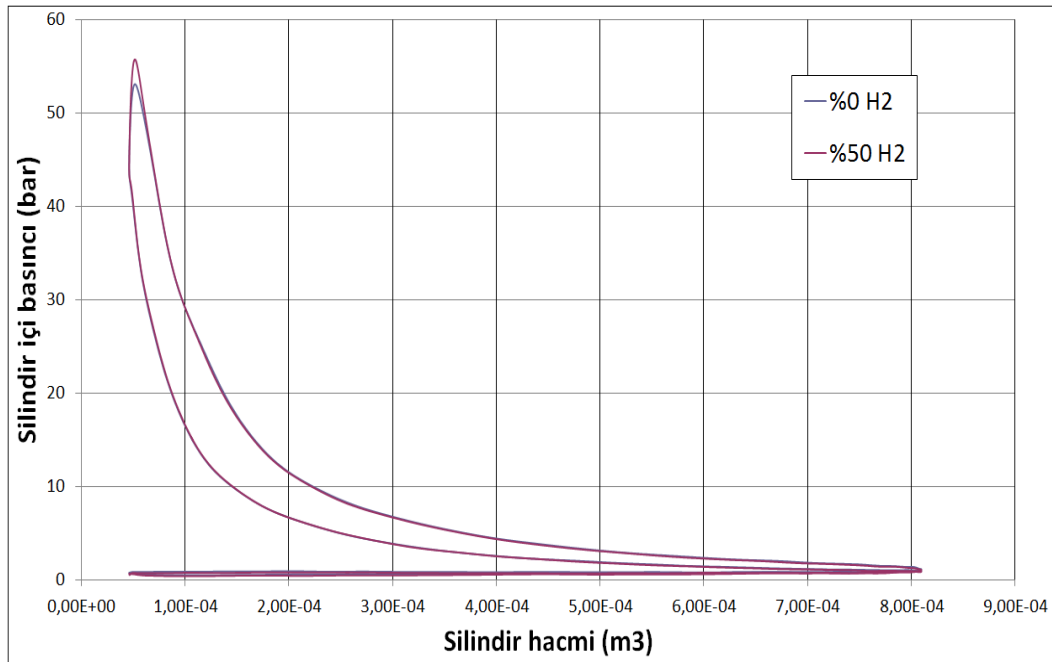
Şekil 4.176 1300 d/d' da %37 yük şartında hidrojenin ısı açığa çıkış oranına etkisi



Şekil 4.177 1300 d/d' da %37 yük şartında hidrojenin silindir içi basıncına etkisi



Şekil 4.178 1300 d/d' da %37 yük şartında hidrojenin silindir içi sıcaklığına etkisi

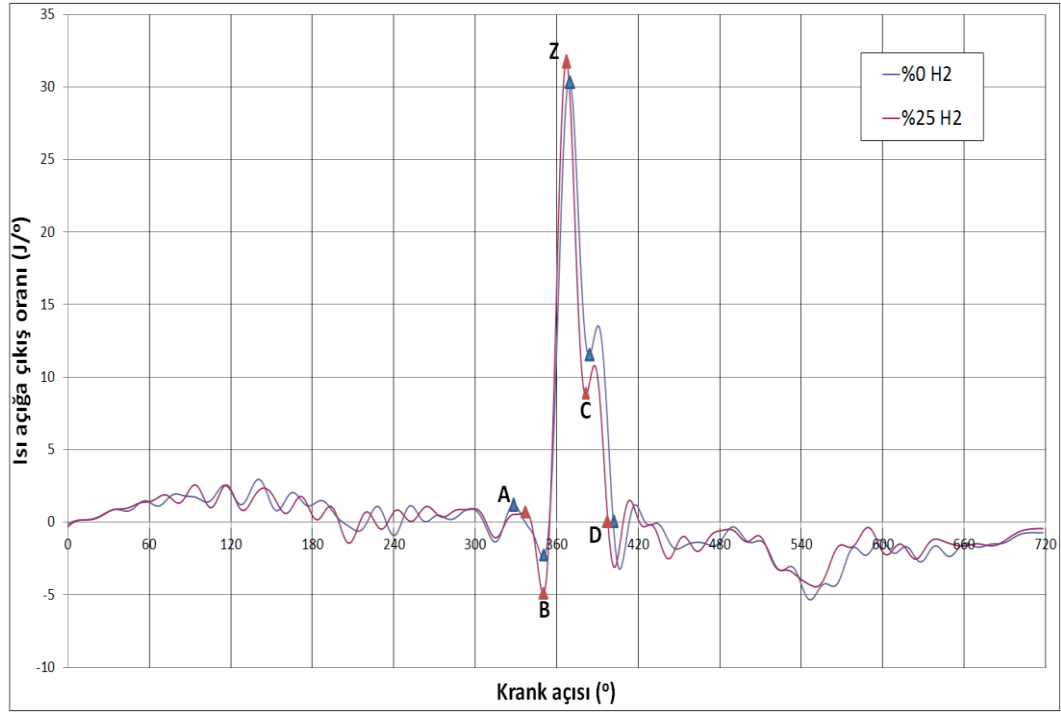


Şekil 4.179 1300 d/d' da %37 yük şartında silindir hacminin silindir içi basıncına etkisi

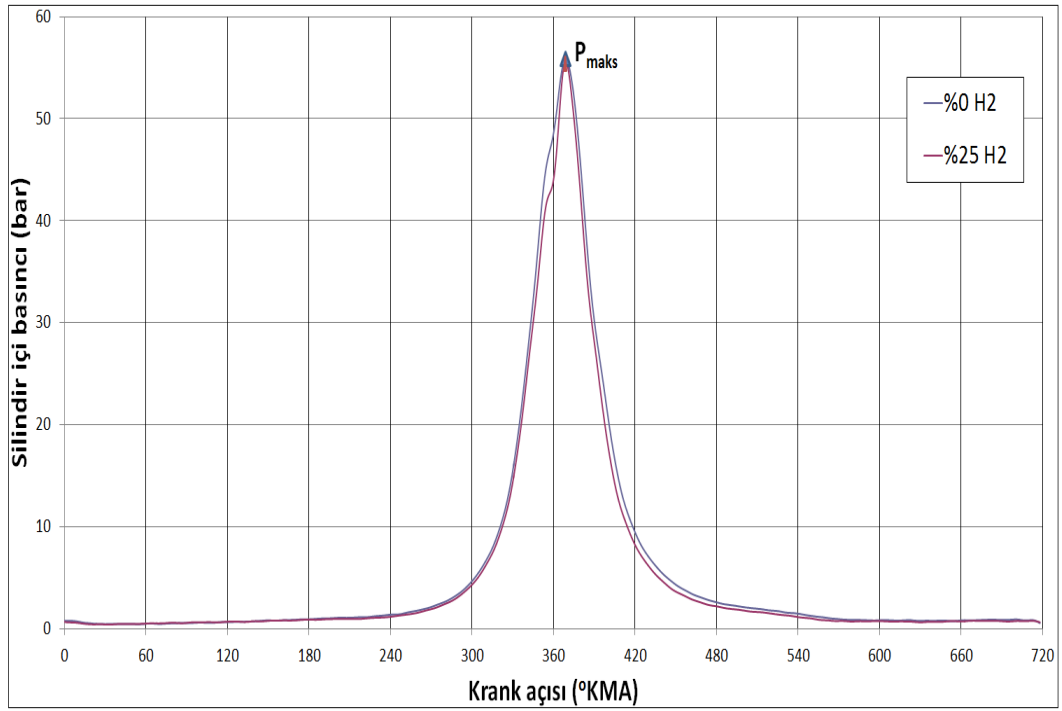
Çizelge 4.21 1300 d/d' da %37 yük şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı

	A-B (°)	B-C (°)	C-D (°)	Z (J/°)	P _{maks} (bar)	B-C (J)	C-D (J)
%0 H ₂	12.5	33.5	15	28.09	52.984	901.8541	204.1667
%25 H ₂	13	30.5	17	30.14	55.337	897.8968	199.5738

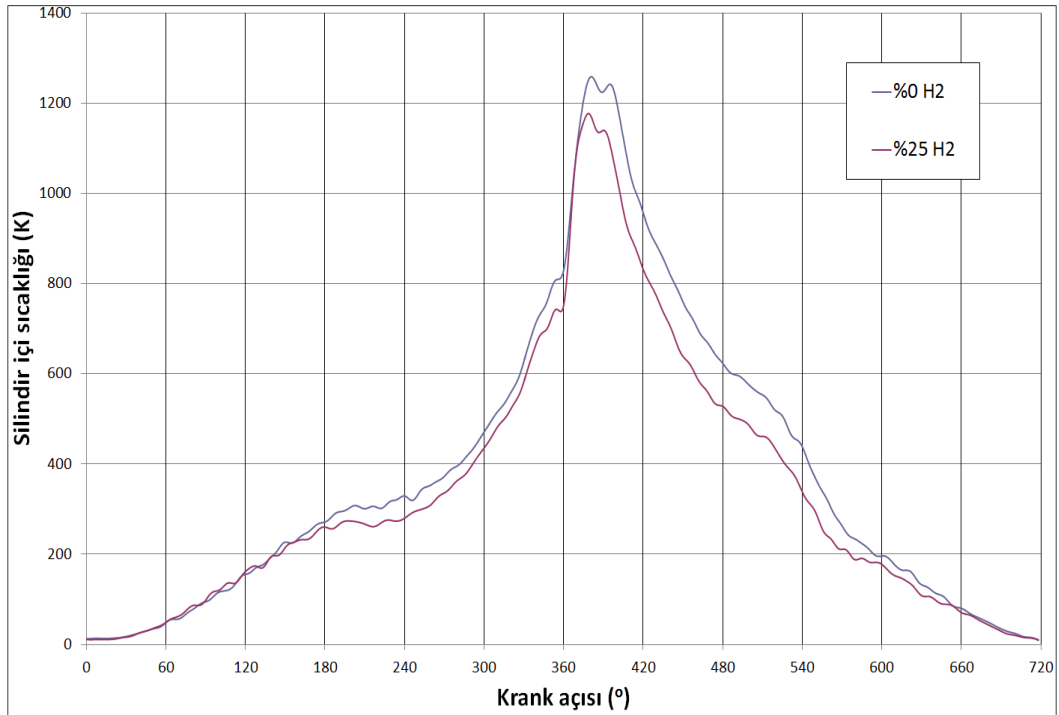
%47 Yük Konumunda



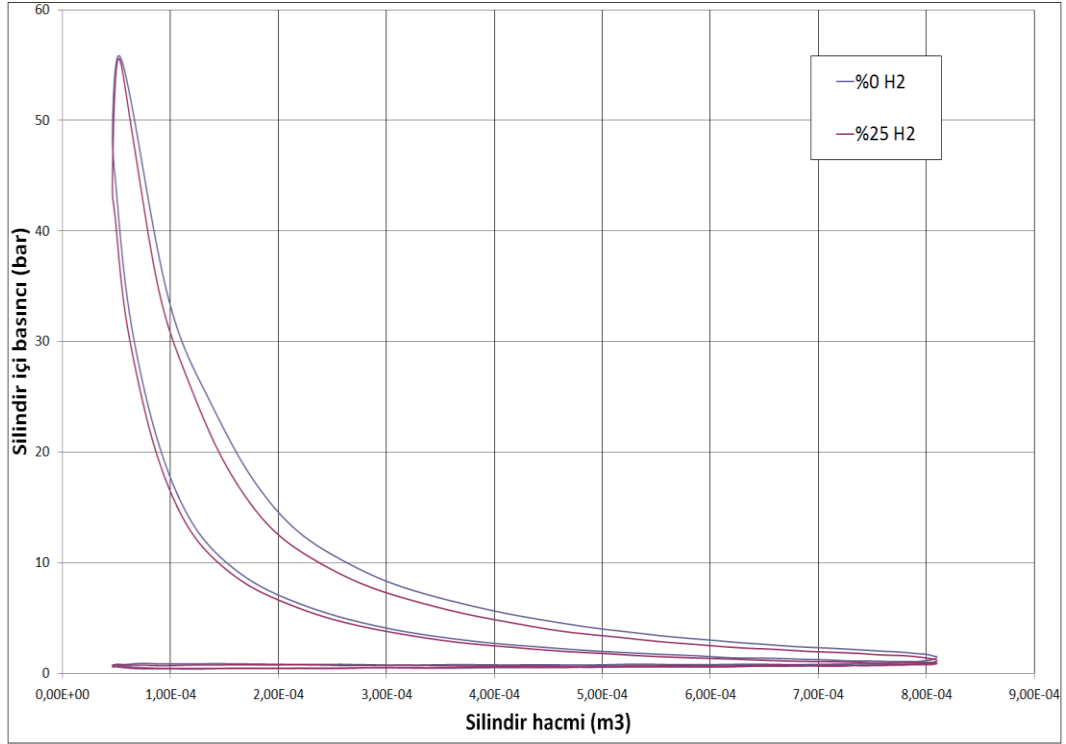
Şekil 4.180 1300 d/d' da %47 yük şartında hidrojenin ısı açığa çıkış oranına etkisi



Şekil 4.181 1300 d/d' da %47 yük şartında hidrojenin silindir içi basıncına etkisi



Şekil 4.182 1300 d/d' da %47 yük şartında hidrojenin silindir içi sıcaklığına etkisi

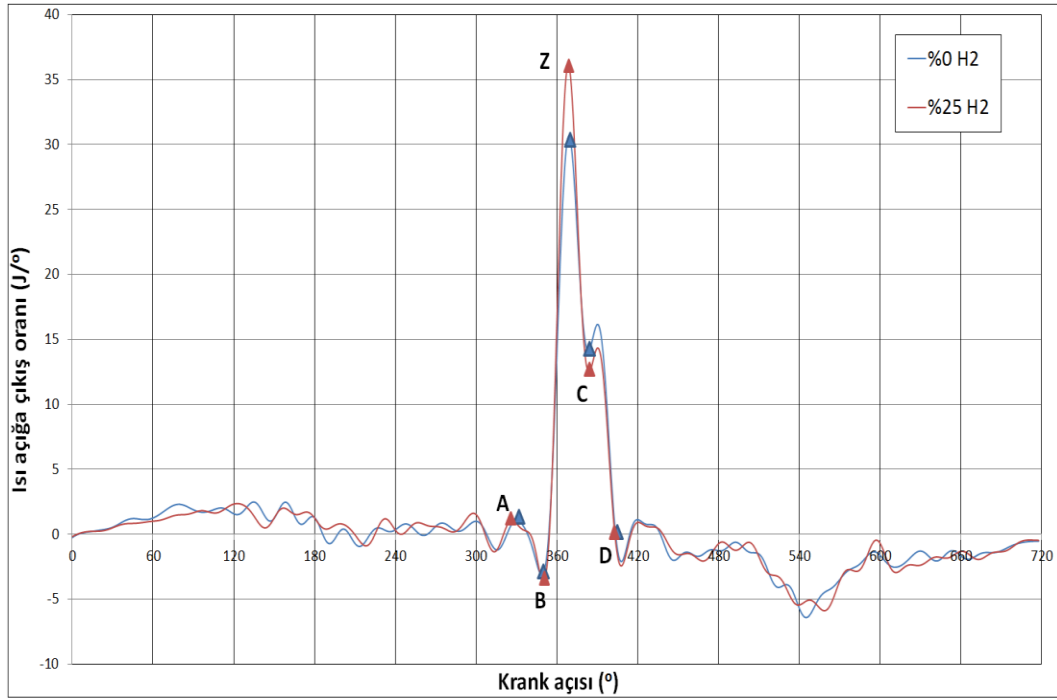


Şekil 4.183 1300 d/d' da %47 yük şartında silindir hacminin silindir içi basıncına etkisi

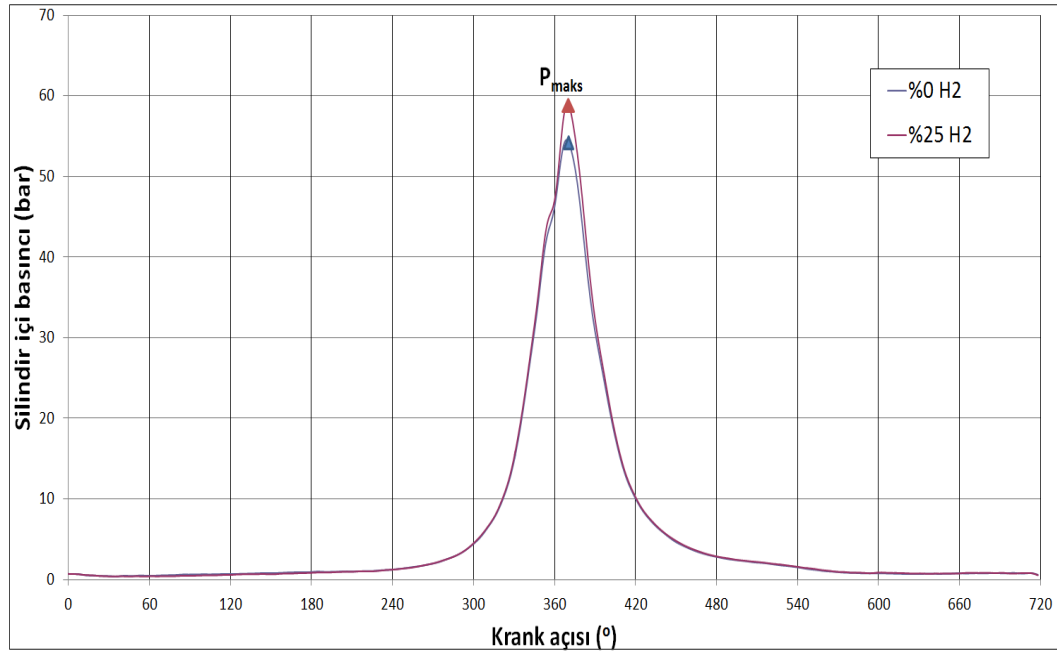
Çizelge 4.22 1300 d/d' da %47 yük şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı

	A-B (°)	B-C (°)	C-D (°)	Z (J/°)	P _{maks} (bar)	B-C (J)	C-D (J)
%0 H₂	21.5	33.5	19.5	30.25	55.72	1053.60	397.10
%25 H₂	12.5	31	17.5	31.35	55.34	985.8574	284.8673

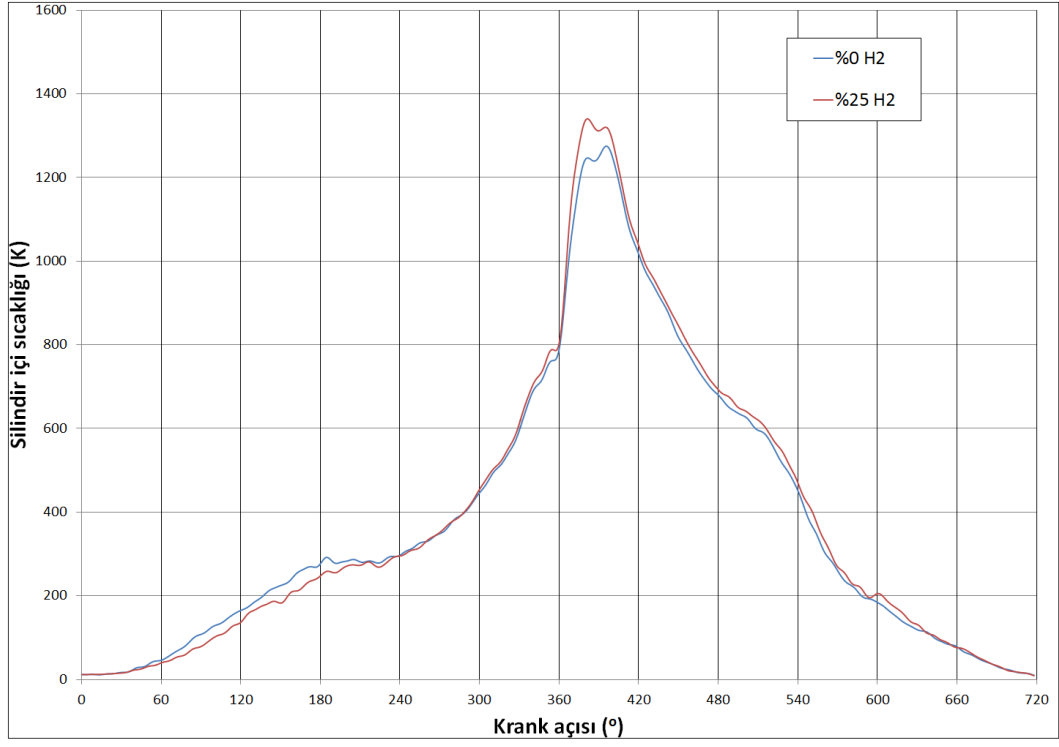
%65 Yük Konumunda



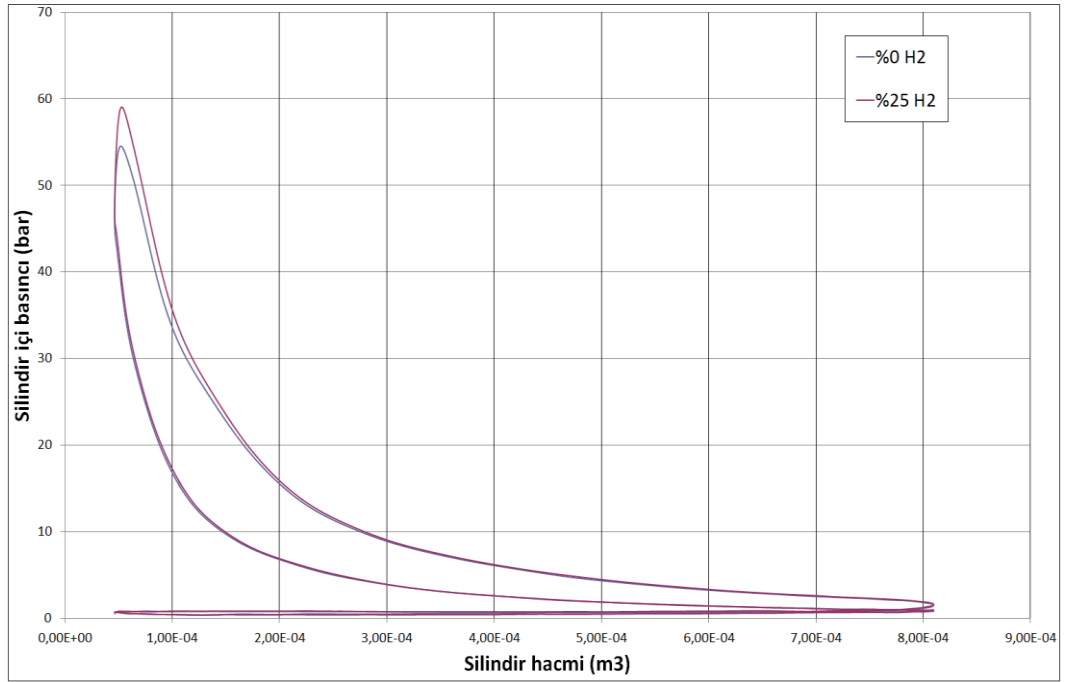
Şekil 4.184 1300 d/d' da %65 yük şartında hidrojenin ısı açığa çıkış oranına etkisi



Şekil 4.185 1300 d/d' da %65 yük şartında hidrojenin silindir içi basıncına etkisi



Şekil 4.186 1300 d/d' da %65 yük şartında hidrojenin silindir içi sıcaklığına etkisi



Şekil 4.187 1300 d/d' da %65 yük şartında silindir hacminin silindir içi basıncına etkisi

Çizelge 4.23 1300 d/d' da %65 yük şartında farklı hidrojen oranlarında yanma süresi, maksimum silindir içi basıncı ve maksimum ısı açığa çıkış oranı

	A-B (°)	B-C (°)	C-D (°)	Z (J/°)	P _{maks} (bar)	B-C (J)	C-D (J)
%0 H ₂	19	33	22.5	30.41	54.24	1066.23	554.58
%25 H ₂	12	34	21	36.02	58.81	1258.86	433.38

4.3 Deney Sonuçları

4.3.1 Performans Deneyi

- Motorun moment eğrisine bakıldığında, Şekil 4.32' de görüldüğü gibi, H₂ gönderilen durumlarda momentin düştüğü görülmektedir. Maksimum moment düşüşü ise, %25 H₂ gönderildiği durumda %13.8 (763 d/d), %50 H₂ gönderildiği durumda ise %22 (1713 d/d) olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, motor gücünde de Şekil 4.33' ten görüldüğü gibi, gönderilen H₂ oranına bağlı olarak bir düşüş söz konusudur. Elde edilen güç eğrisine bakıldığında ise, %25 H₂ gönderildiği şarttaki maksimum güç düşüşünün %15.1 (1677 d/d), %50 H₂ gönderildiği durumdaki maksimum güç düşüşünün %24.6 (1713 d/d) olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 4.34' teki ortalama efektif basınç grafiğine bakıldığında ise, yine H₂ gönderilmesine bağlı olarak ortalama efektif basınç değerinin düştüğü görülmüştür.
- Şekil 4.41 ve Şekil 4.48' de, sırasıyla % hacim ve g/kWh olarak O₂ değerleri verilmiştir. Şekil 4.38' de ise, teorik olarak lamda değeri hesaplanmıştır. Deneyler esnasında, alt ısı değerler ve lamda motor hızına bağlı olarak mümkün olduğunca aynı değerlerde tutulmaya çalışılmıştır. Ancak, motor hızına bağlı olarak silindir içerisine gönderilen ısı enerjisi değeri de aynı tutulmaya çalışıldığı için ve H₂' nin düşük yoğunluğu ve hacimsel olarak düşük alt ısı enerjisinden dolayı, volümetrik verim bir miktar düşmesiyle, her iki değeri de aynı tutmak mümkün olmamaktadır ancak, iki değerinde yakın tutulmaya çalışılmıştır.
- Şekil 4.35' e bakıldığında, gönderilen H₂' ye bağlı olarak volümetrik verimin düştüğü görülmüştür. Bunun nedeni ise, deney esnasında mümkün olduğunca

silindir içersine toplam aynı enerji içeriğine sahip yakıt gönderildiği için ve H_2 'nin kütleli olarak alt ısı değeri yüksek olmasına rağmen, düşük yoğunluğundan dolayı hacimsel olarak alt ısı değeri düşük olmasından dolayı, silindir içersine daha hava alınmasıdır.

- Özgöl yakıt tüketimi değeri Şekil 4.36' da gösterilmiştir. Özgöl yakıt tüketimi hesaplanırken, H_2 'nin gönderildiği durumlarda, gönderilen H_2 'nin alt ısı değeri hesapla, motorin yakıtı olarak eşdeğeri bulunmuş ve tüketilen motorine ilave edilmiştir. Özgöl yakıt tüketimi, gönderilen H_2 miktarına bağlı olarak artış göstermekle beraber, enerji içeriği olarak %25 H_2 gönderildiği durumda, özgöl yakıt tüketimindeki maksimum artış %8.1 (1677 d/d), %50 H_2 gönderildiği durumdaki maksimum artış %15.5 (1713 d/d) olarak hesaplanmıştır. Termik verime bakıldığında, Şekil 4.37' den de görüldüğü gibi, gönderilen H_2 miktarına bağlı olarak termik verimin düştüğü gözlemlenmiştir. Karışım yakıtın alt ısı değeri hesaplanmasında, kütleli olarak alt ısı değerlerinin oranı ve daha önceden de bahsedildiği gibi Mendelev formülasyonunda yararlanılmıştır. Enerji içeriği olarak, toplam yakıtın enerji değeri %25' i kadar H_2 gönderildiği durumda, termik verim maksimum olarak %29.1' den %26.8' e (1677 d/d), %50 enerji içeriği olarak H_2 gönderildiğinde ise termik verim maksimum olarak %29.1' den %24.6' ya (1713 d/d) düşmüştür.
- CO emisyonuna bakıldığında ise, Şekil 4.39' dan da % hacim olarak görüldüğü gibi, gönderilen H_2 miktarına bağlı olarak CO emisyonunda ciddi bir düşüş gözlemlenmiştir. Açığa çıkan CO değeri, yalnız motorin kullanıldı durumda bile, literatürde rastlanan diğer motorlara oranla oldukça düşük olduğu görülmüştür. Bu sonuçta, motorun bölünmüş yanma odalı olması ve düşük hava fazlalık katsayısı değeri çalıştırılması etkilidir. Ayrıca, H_2 gönderildiği durumda, hacimsel olarak %0.01' in altındaki değeri AVL DiCom 4000 cihazından okunamaması ve cihazın okuma hassasiyetinin %0.01 olması nedeniyle, cihazın okuduğunu kabul ettiği %0.01 değeri alınmıştır. Gerçekte ise, %25 ve %50 H_2 gönderildiği durumlarda, özellikle yüksek devirlerde bu değeri çok altına inildiği öngörülmüştür. Şekil 4.46' da ise, CO emisyonları g/kWh olarak verilmiştir.

- CO₂ emisyonlarında, Şekil 4.40' ta % hacim olarak gösterildiği gibi, ciddi bir düşüş gözlemlenmiştir. %25 H₂ gönderildiği durumdaki maksimum CO₂ düşüşü %28.5 (1384 d/d), %50 H₂ gönderildiği durumdaki maksimum CO₂ düşüşü %40.4 (1098) olarak görülmüştür. Şekil 4.47'de ise, CO₂ emisyonları g/kWh olarak verilmiştir.
- HC emisyonlarına bakıldığında ise, Şekil 4.42' de ppm olarak görüldüğü gibi, HC emisyonlarında gönderilen H₂' ye bağlı olarak bir miktar artış gözlemlenmiştir. Ancak, literatürdeki Dizel motorlara bakıldığında, açığa çıkan HC emisyonu değerinin çok altında bir değer elde edildiği göz önüne alındığında, H₂ gönderilmesiyle açığa çıkan bu artışın ihmal edilebilecek seviyelerde olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 4.49' da ise, HC değerleri g/kWh cinsinden verilmiştir.
- NO_x değerlerine bakıldığında ise, Şekil 4.43' ten de ppm olarak görüldüğü gibi, gönderilen H₂ miktarına bağlı olarak NO_x miktarında artış gözlemlenmiştir. %25 H₂ gönderildiği durumdaki maksimum miktarındaki NO_x artış %25.4 (1677 d/d) iken, %50 H₂ gönderildiği durumdaki maksimum NO_x miktarındaki artış %67.4 (744 d/d) olarak bulunmuştur. Şekil 4.50' den ise, NO_x değerleri g/kWh cinsinden verilmiştir.
- İş miktarının devire bağlı değişimi ise FSN olarak Şekil 4.45' te gözlemlenmiştir. İş miktarında, gönderilen H₂ miktarına bağlı olarak ciddi düşüş gözlemlenmiştir. Maksimum iş miktarındaki düşüş, %25 H₂ gönderildiği durumda 5.952' den 3.574 olduğu (883 d/d), %50 H₂ gönderildiği durumda ise 5.952' den 2.597 (905 d/d) olduğu gözlemlenmiştir. Özellikle düşük devirlerde, iş değerlerinin yüksekliğinden de anlaşıldığı gibi, motor iş sınırında çalıştırılmıştır. Özellikle iş sınırında H₂' nin açığa çıkan iş miktarını düşürmede oldukça etkili olduğu görülmüştür. Şekil 4.51' te açığa çıkan iş g/kWh olarak verilmiştir.
- Isı açığa çıkış oranına bakıldığında ise, Şekil 4.52, Şekil 4.56, Şekil 4.60, Şekil 4.64, Şekil 4.68 ve Şekil 4.72' de görüldüğü gibi, tüm devirlerde gönderilen H₂ oranının artmasıyla, kontrolsüz yanma evdesindeki maksimum ısı açığa çıkış oranının arttığı görülmüştür. Ayrıca, gönderilen H₂ oranının artmasıyla, kontrolsüz yanmada açığa çıkan enerji miktarı artarken, kontrollü yanmada

açığa çıkan enerji miktarı düşmüştür. Ayrıca, Şekil 4.44' teki egzoz sıcaklıklarına bakıldığında, gönderilen H_2 miktarına bağlı olarak egzoz sıcaklıklarının düştüğü gözlemlenmiştir. Ayrıca, gönderilen H_2 miktarının artmasıyla, NO_x emisyonlarının artması ve is emisyonlarının düşmesi göz önünde bulundurulduğunda, gönderilen H_2 miktarı ile kontrolsüz yanma bölgesinde daha fazla ısının daha kısa sürede aniden açığa çıkmasıyla NO_x emisyonlarının artması ve kontrollü yanma bölgesinde yanma ile açığa çıkan ısının düşmesine paralel olarak egzoz sıcaklıklarının düşmesi sonucu elde edilmiştir. Ayrıca, Çizelge 4.6, Çizelge 4.7, Çizelge 4.8, Çizelge 4.9, Çizelge 4.10 ve Çizelge 4.11'de, tutuşma gecikmesi (A-B), kontrolsüz yanma (B-C), kontrollü yanma (C-D), maksimum ısı açığa çıkış oranı (Z) ve maksimum silindir içi basınç değerleri verilmiştir.

- Silindir içi basıncı ve silindir içi sıcaklığı grafiklerine bakıldığında ise Şekil 4.53, Şekil 4.54, Şekil 4.57, Şekil 4.58, Şekil 4.61, Şekil 4.62, Şekil 4.65, Şekil 4.66, Şekil 4.69, Şekil 4.70, Şekil 4.73 ve Şekil 4.74' te görüldüğü gibi, gönderilen H_2 miktarına bağlı olarak basıncın ve sıcaklığın arttığı görülmüştür. Elde edilen bu sonuçlardan da anlaşıldığı gibi, H_2 ' nin gönderilmesiyle basınç ve sıcaklığın artmasıyla NO_x emisyonlarında artış, buna bağlı olarak is emisyonunda ise düşüş gözlenmiştir.
- İndikatör diyagramına bakıldığında ise, Şekil 4.55, Şekil 4.59, Şekil 4.63, Şekil 4.67, Şekil 4.71 ve Şekil 4.75'te görüldüğü gibi, gönderilen H_2 miktarının artmasıyla, yanma esnasında meydana gelen ani basınç artışının artmasıyla, ideal sabit hacimde yanma prosesine daha çok yaklaşılmıştır.

4.3.2 1100 d/d Sabit Motor Hızı

- Şekil 5.76, Şekil 4.96, Şekil 4.77, Şekil 4.97, Şekil 4.78 ve Şekil 4.98 moment, güç ve ortalama efektif basınç eğrileri, tam yükte ve kısmi yüklerde mümkün olduğunca sabit tutulmaya çalışılmıştır. Böylece, güç sabit tutularak emisyonlar ve termik verim tam yükte çeşitli hidrojen oranlarında ve kısmi yük şartlarında daha doğru incelenebilecektir.

- Şekil 4.85, Şekil 4.105, Şekil 4.92 ve Şekil 4.112' de, sırasıyla % hacim ve g/kWh olarak O_2 değerleri verilmiştir. Şekil 4.82, Şekil 4.102' de ise, teorik olarak lamda değeri hesaplanmıştır. Deneyler esnasında, silindir içerisine gönderilen ısı enerji miktarı birim çevrim için mümkün olduğunca yakın tutulmaya çalışılmıştır. Dolayısıyla, tam yük ve kısmi yük şartlarında hava fazlalık katsayısı bir miktar düşmüştür.
- Volümetrik verimlere bakıldığında ise, Şekil 4.79 ve Şekil 4.99' dan da anlaşılacağı gibi, gönderilen H_2 oranına bağlı olarak, tam yük ve kısmi yük koşullarında volümetrik verim düşmüştür. Bunda, aynı moment ve güç değerleri mümkün olduğunca tutturulmaya çalışıldığı için, silindir içerisine motorinin enerji içeriğine eşit olarak gönderilen H_2 ' nin hacimsel olarak düşük yoğunluğundan dolayı geniş yer kaplaması ve bu yüzden silindir içerisine emilen havanın azalması etkilidir. Volümetrik verimdeki maksimum düşüş, tam yük koşulunda %7.9 (%53 enerji içeriği olarak H_2) iken, kısmi yük koşulunda ise %6.3 (%75 yük durumunda) olarak bulunmuştur.
- Özgül yakıt tüketimi değerleri Şekil 4.80 ve Şekil 4.100' de gösterilmiştir. Gönderilen H_2 miktarı ile, özgül yakıt tüketiminin arttığı görülmektedir. Özgül yakıt tüketimi hesaplanırken, H_2 ' nin gönderildiği durumlarda, gönderilen H_2 ' nin alt ısı değerinden hesapla, motorin yakıtı olarak eşdeğeri bulunmuş ve tüketilen motorine ilave edilmiştir. Özgül yakıt tüketimi, gönderilen H_2 miktarına bağlı olarak artış göstermekle beraber, tam yük altında enerji içeriği olarak %53 H_2 gönderildiği durumda, özgül yakıt tüketimindeki maksimum artış %21.7 olurken, kısmi yük durumunda özgül yakıt tüketimindeki maksimum artış %10.9 (%40 yük koşulunda) olarak hesaplanmıştır. Termik verime bakıldığında, Şekil 6.81 ve Şekil 6.101' den de görüldüğü gibi, gönderilen H_2 miktarına bağlı olarak termik verimin düştüğü gözlemlenmiştir. Karışım yakıtın alt ısı değerinin hesaplanmasında, kütleli olarak alt ısı değerlerinin oranı ve daha önceden de bahsedildiği gibi Mendelev formülasyonunda yararlanılmıştır. Tam yük koşulunda, enerji içeriği olarak toplam yakıtın enerji değerinin %53' ü kadar H_2 gönderildiği durumda, termik verimde maksimum %9.5 düşüş, kısmi yükte H_2

gönderildiğinde ise termik verimde maksimum %10.9 (%40 yük koulunda) düşüş gözlemlenmiştir.

- CO emisyonuna bakıldığında ise, Şekil 4.83, Şekil 4.103, Şekil 4.90 ve Şekil 4.110' dan % hacim ve g/kWh olarak görüldüğü gibi, gönderilen H_2 miktarına bağlı olarak CO emisyonunda ciddi bir düşüş gözlemlenmiştir. Açığa çıkan CO değerinin, yalnız motorin kullanıldı durumunda bile, literatürde rastlanan diğer motorlara oranla oldukça düşük olduğu görülmüştür. Bu sonuçta, motorun bölünmüş yanma odalı olması ve düşük hava fazlalık katsayısı değerlerinde çalıştırılması etkilidir. Ayrıca, H_2 gönderildiği durumda, hacimsel olarak %0.01' in altındaki değerlerin AVL DiCom 4000 cihazından okunamaması ve cihazın okuma hassasiyetinin %0.01 olması nedeniyle, cihazın okuduğunu kabul ettiği %0.01 değeri alınmıştır. Gerçekte ise, hem tam yük koşullarında çeşitli H_2 oranlarında ve kısmi yüklerde H_2 gönderildiğinde, CO emisyonları 0.01' in daha da altında olabilir.
- CO_2 emisyonlarında, Şekil 4.84 ve Şekil 4.104' te % hacim olarak gösterildiği gibi, ciddi bir düşüş gözlemlenmiştir. Tam yük koşulunda, CO_2 emisyonu maksimum olarak %7.0' dan %4.1' e düşerken, kısmi yük koşulunda ise %5.1' den %3.6' ya (%75 yük) düşmüştür. Şekil 4.91 ve Şekil 4.111' de ise, CO_2 emisyonları g/kWh olarak verilmiştir.
- HC emisyonlarına bakıldığında ise, Şekil 4.86 ve 5.106' da ppm olarak görüldüğü gibi, HC emisyonlarında gönderilen H_2 ' ye bağlı olarak bir miktar artış gözlemlenmiştir. Ancak, literatürdeki Dizel motorlara bakıldığında, açığa çıkan HC emisyonu değerinin çok altında bir değer elde edildiği göz önüne alındığında, H_2 gönderilmesiyle açığa çıkan bu artışın ihmal edilebilecek seviyelerde olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 4.93 ve Şekil 4.113' te ise, HC değerleri g/kWh cinsinden verilmiştir.
- NO_x değerlerine bakıldığında, tam yük koşulunda, Şekil 4.87 ve Şekil 4.107' de görüldüğü gibi, gönderilen H_2 miktarına bağlı olarak NO_x miktarında artış gözlemlenmiştir. %53 H_2 gönderildiği durumda maksimum NO_x artışı gözlenirken, H_2 miktarı NO_x miktarı 4 katına yaklaşmıştır. Kısmi yük koşullarında

ise, NO_x miktarında düşüş gözlemlenmiştir. Maksimum olarak, %40 yük koşulunda NO_x miktarı yaklaşık 3' te 1' ine düşmüştür. Şekil 4.94 ve Şekil 4.114' te ise, NO_x değerleri g/kWh cinsinden verilmiştir.

- Isı miktarının devire bağlı değişimi ise FSN olarak Şekil 4.89 ve Şekil 4.109' da gözlemlenmiştir. Isı miktarında, gönderilen H_2 miktarına bağlı olarak ciddi düşüş gözlemlenmiştir. Isı miktarı, tam yük koşulunda H_2 gönderildiği durumda (%53 H_2) FSN olarak 3.847' den 1.335' e düşerken, kısmi yükte (%75 yük) H_2 gönderildiği durumda ise 2.108' den 0.671' e düştüğü gözlemlenmiştir. Şekil 4.95 ve Şekil 4.115' te açığa çıkan ısı g/kWh olarak verilmiştir.
- Isı açığa çıkış oranına bakıldığında ise, Şekil 4.116 ve Şekil 4.120, Şekil 4.124 ve Şekil 4.128' de görüldüğü gibi, tüm devirlerde gönderilen H_2 oranının artmasıyla, kontrolsüz yanma evdesindeki maksimum ısı açığa çıkış oranının arttığı görülmüştür. Ayrıca, gönderilen H_2 oranının artmasıyla, kontrolsüz yanmada açığa çıkan enerji miktarı artarken, kontrollü yanmada açığa çıkan enerji miktarı düşmüştür. Şekil 4.88 ve Şekil 4.108' deki egzoz sıcaklıklarına bakıldığında, gönderilen H_2 miktarına bağlı olarak egzoz sıcaklıklarının düştüğü gözlemlenmiştir. Ayrıca, Çizelge 4.14, Çizelge 4.15, Çizelge 4.16 ve Çizelge 4.17' de, tutuşma gecikmesi (A-B), kontrolsüz yanma (B-C), kontrollü yanma (C-D), maksimum ısı açığa çıkış oranı (Z) ve maksimum silindir içi basınç değerleri verilmiştir.
- Silindir içi basıncı ve silindir içi sıcaklığı grafiklerine bakıldığında ise, Şekil 4.117, Şekil 4.118, Şekil 4.121, Şekil 4.122, Şekil 4.125, Şekil 4.126, Şekil 4.129 ve Şekil 4.130' da görüldüğü gibi, gönderilen H_2 miktarına bağlı olarak basıncın ve sıcaklığın arttığı görülmüştür.
- İndikatör diyagramına bakıldığında ise, Şekil 4.119, Şekil 4.123, Şekil 4.127 ve Şekil 4.131' de görüldüğü gibi, gönderilen H_2 miktarının artmasıyla, yanma esnasında meydana gelen ani basınç artışının artmasıyla, ideal sabit hacimde yanma prosesine daha çok yaklaşılmıştır.

4.3.3 1300 d/d Sabit Motor Hızı

- Şekil 4.132, Şekil 4.152, Şekil 4.133, Şekil 4.153, Şekil 4.134 ve Şekil 4.154' te, moment, güç ve ortalama efektif basınç eğrileri, tam yükte ve kısmi yüklerde mümkün olduğunca sabit tutulmaya çalışılmıştır. Böylece, güç sabit tutularak emisyonlar ve termik verim tam yükte çeşitli hidrojen oranlarında ve kısmi yük şartlarında daha doğru incelenebilecektir.
- Şekil 4.141, Şekil 4.161, Şekil 4.148 ve Şekil 4.168' de sırasıyla % hacim ve g/kWh olarak O₂ değerleri verilmiştir. Şekil 4.138 ve Şekil 4.158' de ise, teorik olarak lamda değeri hesaplanmıştır. Deneyler esnasında, silindir içerisine gönderilen ısı enerjisi miktarı birim çevrim için mümkün olduğunca yakın tutulmaya çalışılmıştır. Dolayısıyla, tam yük ve kısmi yük şartlarında hava fazlalık katsayısı bir miktar düşmüştür.
- Volümetrik verimlere bakıldığında ise, Şekil 4.135 ve Şekil 4.155' ten de anlaşılacağı gibi, gönderilen H₂ oranına bağlı olarak, tam yük ve kısmi yük koşullarında volümetrik verim düşmüştür. Bunda, aynı moment ve güç değerleri mümkün olduğunca tutturulmaya çalışıldığı için, silindir içerisine motorinin enerji içeriğine eşit olarak gönderilen H₂' nin hacimsel olarak düşük yoğunluğundan dolayı geniş yer kaplaması ve bu yüzden silindir içerisine emilen havanın azalması etkilidir. Volümetrik verimdeki maksimum düşüş, tam yük koşulunda %6.1 (%46 enerji içeriği olarak H₂) iken, kısmi yük koşulunda ise %3.5 (%37 yük durumunda) olarak bulunmuştur.
- Özgül yakıt tüketimi değerleri Şekil 4.136 ve Şekil 4.156' da gösterilmiştir. Gönderilen H₂ miktarı ile, özgül yakıt tüketiminin arttığı görülmektedir. Özgül yakıt tüketimi hesaplanırken, H₂' nin gönderildiği durumlarda, gönderilen H₂' nin alt ısı değerinden hesaplama, motorin yakıtı olarak eşdeğeri bulunmuş ve tüketilen motorine ilave edilmiştir. Özgül yakıt tüketimi, gönderilen H₂ miktarına bağlı olarak artış göstermekle beraber, tam yük altında enerji içeriği olarak %36 H₂ gönderildiği durumda, özgül yakıt tüketimindeki maksimum artış %8.3 olurken, kısmi yük durumunda özgül yakıt tüketimindeki maksimum artış %11.6 (%47 yük koşulunda) olarak hesaplanmıştır. Termik verime bakıldığında, Şekil 4.137 ve Şekil 4.157' den de görüldüğü gibi, gönderilen H₂ miktarına bağlı

olarak termik verimin düştüğü gözlemlenmiştir. Karışım yakıtın alt ısı değeri hesaplanmasında, kütleli olarak alt ısı değerlerinin oranı ve daha önceden de bahsedildiği gibi Mendeleev formülasyonunda yararlanılmıştır. Tam yük koşulunda, enerji içeriği olarak toplam yakıtın enerji değeri %46' sı kadar H₂ gönderildiği durumda, termik verimde maksimum %8.3 düşüş, kısmi yükte H₂ gönderildiğinde ise termik verimde maksimum %11.6 (%47 yük koşulunda) düşüş gözlemlenmiştir.

- CO emisyonuna bakıldığında ise, Şekil 4.139, Şekil 4.146, Şekil 4.159 ve Şekil 4.166' da % hacim ve g/kWh olarak görüldüğü gibi, gönderilen H₂ miktarına bağlı olarak CO emisyonunda ciddi bir düşüş gözlemlenmiştir. Açığa çıkan CO değeri, yalnız motorin kullanıldı durumunda bile, literatürde rastlanan diğer motorlara oranla oldukça düşük olduğu görülmüştür. Bu sonuçta, motorun bölünmüş yanma odalı olması ve düşük hava fazlalık katsayısı değerlerinde çalıştırılması etkilidir. Ayrıca, H₂ gönderildiği durumda, hacimsel olarak %0.01' in altındaki değerlerin AVL DiCom 4000 cihazından okunamaması ve cihazın okuma hassasiyetinin %0.01 olması nedeniyle, cihazın okuduğunu kabul ettiği %0.01 değeri alınmıştır. Gerçekte ise, hem tam yük koşullarında çeşitli H₂ oranlarında ve kısmi yüklerde H₂ gönderildiğinde, CO emisyonları 0.01' in daha da altında olabilir.
- CO₂ emisyonlarında, Şekil 4.140 ve Şekil 4.160' ta % hacim olarak gösterildiği gibi, ciddi bir düşüş gözlemlenmiştir. Tam yük koşulunda, CO₂ emisyonu maksimum olarak %7.0' dan %2.7' ye düşerken (%46 H₂), kısmi yük koşulunda ise %4.7' den %3.7' ye (%65 yük) düşmüştür. Şekil 4.147 ve Şekil 4.167' de ise, CO₂ emisyonları g/kWh olarak verilmiştir.
- HC emisyonlarına bakıldığında ise, Şekil 4.142 ve Şekil 4.162' de ppm olarak görüldüğü gibi, HC emisyonlarında gönderilen H₂' ye bağlı olarak bir miktar artış gözlemlenmiştir. Ancak, literatürdeki Dizel motorlara bakıldığında, açığa çıkan HC emisyonu değeri çok altında bir değer elde edildiği göz önüne alındığında, H₂ gönderilmesiyle açığa çıkan bu artışın ihmal edilebilecek seviyelerde olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 4.149 ve Şekil 4.169' de ise, HC değerleri g/kWh cinsinden verilmiştir.

- NO_x değerlerine bakıldığında, tam yük koşulunda, Şekil 4.143' ten de görüleceği gibi, gönderilen H_2 miktarına bağlı olarak NO_x miktarında artış gözlemlenmiştir. %46 H_2 gönderildiği durumda maksimum NO_x artışı gözlenirken, H_2 miktarı NO_x miktarı 3 katına yaklaşmıştır. Kısmi yük koşullarında ise, Şekil 4.163' te görüldüğü gibi, NO_x miktarında düşüş gözlemlenmiştir. Maksimum olarak, %47 yük koşulunda NO_x miktarı yaklaşık 4' te 1' ine düşmüştür. Şekil 4.150 ve Şekil 4.170' da ise, NO_x değerleri g/kWh cinsinden verilmiştir.
- İş miktarının devire bağlı değişimi ise FSN olarak Şekil 4.145 ve Şekil 4.165' te gözlemlenmiştir. İş miktarında, gönderilen H_2 miktarına bağlı olarak ciddi düşüş gözlemlenmiştir. İş miktarı, tam yük koşulunda H_2 gönderildiği durumda (%46 H_2) FSN olarak 3.174' ten 0.646' ya düşerken, kısmi yükte (%75 yük) H_2 gönderildiği durumda ise 1.655' ten 0.552' ye düştüğü gözlemlenmiştir. Şekil 4.151 ve Şekil 4.171' te açığa çıkan iş g/kWh olarak verilmiştir.
- Isı açığa çıkış oranına bakıldığında ise, Şekil 4.172, Şekil 4.176, Şekil 4.180, Şekil 4.184' te görüldüğü gibi, tüm devirlerde gönderilen H_2 oranının artmasıyla, kontrolsüz yanma evdesindeki maksimum ısı açığa çıkış oranının arttığı görülmüştür. Ayrıca, gönderilen H_2 oranının artmasıyla, kontrolsüz yanmada açığa çıkan enerji miktarı artarken, kontrollü yanmada açığa çıkan enerji miktarı düşmüştür. Şekil 4.144 ve Şekil 4.164' teki egzoz sıcaklıklarına bakıldığında, gönderilen H_2 miktarına bağlı olarak egzoz sıcaklıklarının düştüğü gözlemlenmiştir. Ayrıca, Çizelge 4.20,
- Çizelge 4.21, Çizelge 4.22 ve Çizelge 4.23'te, tutuşma gecikmesi (A-B), kontrolsüz yanma (B-C), kontrollü yanma (C-D), maksimum ısı açığa çıkış oranı (Z) ve maksimum silindir içi basınç değerleri verilmiştir.
- Silindir içi basıncı ve silindir içi sıcaklığı grafiklerine bakıldığında ise, Şekil 4.173, Şekil 4.174, Şekil 4.177, Şekil 4.178, Şekil 4.181, Şekil 4.182, Şekil 4.185 ve Şekil 4.186' te görüldüğü gibi, gönderilen H_2 miktarına bağlı olarak basıncın ve sıcaklığın arttığı görülmüştür.
- İndikatör diyagramına bakıldığında ise, Şekil 4.175, Şekil 4.179, Şekil 4.183 ve Şekil 4.187' da görüldüğü gibi, gönderilen H_2 miktarının artmasıyla, yanma

esnasında meydana gelen ani basınç artışının artmasıyla, ideal sabit hacimde yanma prosesine daha çok yaklaşmıştır.

SONUÇ ve ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

1. H₂'nin oldukça geniş tutuşabilirlik sınırlarına sahip olduğu, bu sebepten dolayı oldukça zengin şartlarda bile yanmanın gerçekleştirilebileceği bilinmektedir. Literatür çalışmalarında H₂'nin emisyonlar üzerindeki olumlu etkileri genellikle fakir karışımlarda gözlemlendiği göz önünde bulundurularak yapılan çalışmada hava fazlalık katsayısı değerleri mümkün olduğunca aynı tutulmaya (1100d/d ve 1300d/d tam yük şartları hariç) çalışılmış, ancak, H₂'nin yoğunluğunun ve hacimsel olarak alt ısı değerinin düşük olmasından dolayı, gönderilen H₂ oranına bağlı olarak güç ve moment değerlerinde düşüş gözlemlenmiştir.
2. H₂ ile yapılan çalışma sonucunda elde edilen düşük termik verim ve yüksek özgül yakıt tüketiminde, H₂'nin düşük yoğunluk ve yüksek difüzyon katsayısına bağlı olarak, segmanlardaki blow-by kaçaklarının artmasının etkisi bulunmaktadır.
3. Yapılan çalışmada, silindire sevk edilen H₂ oranına bağlı olarak, CO miktarında düşüş, NO_x miktarında artış, silindir içi basınçlarda artış ve kontrolsüz yanma prosesinde açığa çıkan ısı miktarında artış meydana geldiği bulguları göz önünde bulundurulursa, H₂'nin motora gönderilmesiyle klasik diesel yanmasına göre yanma veriminde iyileşme meydana geldiği açıkça görülmektedir.
4. H₂'nin gönderilmesiyle is miktarında yüksek miktarda iyileşme (1/3'üne kadar düşüş) meydana gelmiştir. Elde edilen bu sonuçta, silindire sevk edilen karbon esaslı yakıtın azaltılmasının yanı sıra, H₂'nin karbon içermemesi ve yanmayı iyileştirecek özelliklere sahip olması etkili olmuştur.

5. H₂'nin motora gönderilmesiyle yapılan deneylerde, diesel yakıtı ile yapılan deneylere göre motor soğutma suyu sıcaklıklarının arttığı, egzoz sıcaklıklarının ise düştüğü gözlenmiştir. Soğutma suyu sıcaklığının arttığı yönündeki bulgular, silindir cidarlarına transfer edilen ısı miktarının arttığını, diğer bir deyişle soğutma suyu kayıplarının arttığını göstermektedir. Egzoz gaz sıcaklıklarındaki düşüş, H₂ ile gerçekleştirilen deneylerde kontrolsüz yanmada açığa çıkan yüksek ısı miktarı ve NO_x miktarındaki artışı doğrulamaktadır.
6. Çalışmada, gönderilen H₂ miktarının artmasıyla birlikte, tam yük koşullarında NO_x miktarında artış meydana geldiği, NO_x miktarındaki artış oranının 2-3 kata kadar ulaşabildiği gözlemlenmiştir. Buna karşın, kısmi yük şartlarında H₂ oranına bağlı olarak NO_x miktarında düşüş ölçülmüştür. Elde edilen bu sonuçlarda, kısmi yük şartlarında hava fazlalık katsayısının oldukça yüksek (fakir karışım) olması etkilidir.

5.2 Öneriler

1. H₂'nin silindir içerisine doğrudan direkt püskürtme gaz enjektörleriyle gönderilmesiyle, volümetrik verimdeki düşüşlerin önüne geçilebileceği öngörülmüştür. Bu sayede güç ve momentte meydana gelen düşüşün de kısmen önüne geçilebilir.
2. Direkt püskürtme gaz enjektörlerinin temin edilememesi durumunda, H₂'nin sıkıştırma stroğu başlarında (emme supabı kapanma gecikmesi süresince) piyasada mevcut olan ve bu çalışmada da kullanılan LPG-CNG enjektörleriyle, 10 bar mertebesindeki basınç değerlerinde silindir içine sevkıyla, volümetrik verimde meydana gelen kayıplar azaltılabilir. Ayrıca bu sayede, güç ve momentteki düşüşlerin kısmen önüne geçilebilir.
3. H₂'nin dizel motorlarda kullanılmasıyla, ısı miktarında ciddi düşüşler gözlemlenmesi, ısı emisyonları bakımından dizel motorlarında emisyon standartlarını yakalayabilmek amacıyla kullanılabilir.
4. H₂ ile yapılan çalışmada, özellikle, oldukça yüksek hava fazlalık katsayısı ile çalışılan kısmi yüklerde, NO_x emisyonlarında düşüş meydana geldiği ve ayrıca diğer emisyonlarda da iyileşmeler sağlandığı göz önüne alınırsa, H₂'nin dizel

motorlarda pilot motorin püskürtme yöntemi ile kullanılması ile, tüm emisyonlarda iyileşme sağlanacağı ve yüksek güç talebinin olmadığı şehir içi koşullarda rahatlıkla kullanılabileceği görülmüştür.

5. İçten yanmalı motorlarda kullanılan klasik fosil yakıtların kirletici özelliklerinin yanında, özellikle son yıllarda gerçekleşen fiyat artışları, araştırmacıları ve alternatif sistem üreticilerini (LPG, CNG vs. kit üreticileri) dizel motorlarında LPG, CNG gibi gaz yakıtların kullanımında arayışa yöneltmiş, bu konudaki Ar-Ge faaliyetlerinin artmasına katkı vermiştir. Yapılmış olan çalışma, CNG, LPG gibi yakıtların, elektronik kontrolle pilot motorin püskürtme yöntemiyle, dizel motorlarda rahatlıkla kullanılabileceğini göstermektedir. Bu sayede, hem yakıt maliyetlerinde, hem de emisyonlarda iyileşmeler sağlanabilecektir. Ayrıca bu sistemlerin, hibrit taşıt konfigürasyonlarına, elektrik tahrikli taşıt teknolojilerine ve yakıt pilli araç teknolojilerine alternatif olabileceği ve ilk yatırım maliyeti ve kolay uygulanabilirlik açısından daha uygun olabileceği öngörülmüştür.

KAYNAKLAR

- [1] Karagöz,Y.,Eroğlu, M. ve Sandalcı,T.,(2010)."Experimental and Comparative Study Using High Pressure Hydrogen Tank and Electrolyzer in SI Engines as Supplemantary Fuel", ICH2P, İstanbul.
- [2] Sopena, C.,Die'guez,P.,Sa'inz,D.,Urroz,J.,Guelbenzu,U. ve Gandi'a,L.,(2010)." Conversion of a Commercial Spark İgnition Engine to Run on Hydrogen: Performance Comparison Using Hydrogen and Gasoline",Int. J. Hydrogen Energy, 35:1420-1429.
- [3] Furuhma, S (1991). "Hydrogen Engine Technology", Project Hydrogen'91 Conference, Missouri.
- [4] Liew,C., Li,H., Nuskowski,J., Liu,S., Gatts,T. ve Atkinson,R.,(2010)." An Experimental İnvestigation of Combustion Process of a Heavy-Duty Diesel Engine Enriched with H₂", Int. J. Hydrogen Energy,35:11357-11365.
- [5] Das,L.,(1990)." Hydrogen Engines: A Review of The Past and a Look into the Future", Int. J. Hydrogen Energy,15:425-443.
- [6] Bauer,C. ve Forest,T.,(2001)." Effect of Hydrogen Addition on The Performance of Methane-Fueled Vehicles, Part I: Effect on S.I. Engine Performance", Int. J. Hydrogen Energy,26:55-70.
- [7] Li,H. Ve Karim,G.,(2005)." An Experimental İnvestigation of S.I. Engine operations on Lean Gaseous Fuels Mixtures",SAE Paper, 2005-01-3765.
- [8] Heywood,G.J. ve Topinka,J.,(2004)." Knock Behavior of a Lean-Burn, H₂ and CO-Enhanced, SI Gasoline Engine Concept",SAE Paper, 2004-01-0975.
- [9] Ma,F., Wang,Y., Liu,H., Li,Y., Wang,J. ve Zhao,S.,(2007)." Experimental Study on Thermal Efficiency and Emission Characteristics of a Lean Burn Hydrogen Enriched Natural Gas Engine", Int. J. Hydrogen Energy,32:5067-5075.
- [10] Bose,P.K., ve Maji,D.,(2009)." An Experimental İnvestigation on Engine Performance and Emissions of a Single Cylinder", Int. J. Hydrogen Energy,35:4847-4854.
- [11] Das,L.,(2002)." Hydrogen Engine: Research and Development (R&D) Programmes in Indian Institute of Technology (IIT), Delhi", Int. J. Hydrogen Energy,27:953-965.

- [12] Lambe,S.M. ve Watson, H.C.,(1991). "Hydrogen Diesel and S.I. Engine Performance Targets for Other Engines to Match", Project Hydrogen'91 Conference, Missouri.
- [13] McAlister,R.E.,(1991). "Direct Hydrogen Injection and Spark Ignition System for Internal Combustion Engines", Project Hydrogen'91 Conference, Missouri.
- [14] Antunes,J.M.G., Mikalsen,R. ve Roskiily,A.P.,(2009).” An Experimental Study of a Direct Injection Compression Ignition Hydrogen Engine”, Int. J. Hydrogen Energy,34:6516-6522.
- [15] Kahraman,E., Özcanlı,S.C. ve Özerdem,B.,(2007).” An Experimental Study on Performance and Emission Characteristics of a Hydrogen Fuelled Spark Ignition Engine”, Int. J. Hydrogen Energy,32:2066-2072.
- [16] Karagöz,Y., Gönenç,U., Eroğlu,M., Sandalcı,T. ve Yazıcı,M.S.(2010).” H2 Gazının ve H2-CH4 Gaz Karışımının İçten Yanmalı Motorlarda Yakıt Olarak Kullanılmasının Performans ve Emisyon Açısından Karşılaştırılması”,Otekon,Bursa.
- [17] Koyanagi, K., Hiruma, M., Shoichi, F., (1991). "Liquid Hydrogen Car with High Pressure Hydrogen Injection and Spark Ignition Engine", Project Hydrogen'91 Conference, Missouri.
- [18] Ji,C., Wang,S. ve Zhang,B.,(2010).” Combustion and Emissions Characteristics of a Hybrid Hydrogen Gasoline Engine Under Various Loads and Lean Conditions”, Int. J. Hydrogen Energy,35:5714-5722.
- [19] Changwei,J. ve Shuofeng,W.,(2010).” Combustion and Emissions Performance of a Hybrid Hydrogen–Gasoline Engine at Idle and Lean Conditions”, Int. J. Hydrogen Energy,35:346-355.
- [20] Esmaeil,M. ve Bari,S.,(2010).” Effect of H2/O2 Addition in Increasing The Thermal Efficiency of a Diesel Engine”,Fuel,89:378-383.
- [21] Karagöz,Y. ve Sandalcı,T.,(2010).” Ek Yakıt Olarak Hidrojenin Benzinli Motorlarda Kullanılmasının Performans ve Emisyonlara Etkisi”,11. Uluslararası Yanma Sempozyumu,Saraybosna.
- [22] Karagöz,Y., Eroğlu,M., Orak,E. ve Sandalcı,T.,(2011).” Effects of Hydrogen Addition on Combustion and Emission Characteristics of a SI Engine at Idle Condition”, ICH2P,Thessaloniki.
- [23] Antunes,J.G.,Mikalsen,R. ve Roskilly,A.,(2008).” An Investigation of Hydrogen Fuelled HCCI Engine Performance and Operation”, Int. J. Hydrogen Energy,33:5823-5828.
- [24] Szwaja,S. ve Grab-Rogalinski,K.,(2009).” Hydrogen Combustion in a Compression Ignition Diesel Engine”, Int. J. Hydrogen Energy,34(10):4413-4421.
- [25] Foster,D. ve Noda,T.,(2001).” A Numerical Study to Control Combustion Duration of Hydrogen-Fueled HCCI by Using Multi-Zone Chemical Kinetics Simulation”, SAE Paper, 2001-01-0250.

- [26] Liu,C. ve Karim A.G.,(2008).” A Simulation of the Combustion of Hydrogen in HCCI Engines Using a 3D Model with Detailed Chemical Kinetics”, Int. J. Hydrogen Energy, 33:3863-3875.
- [27] Tsujimura,T., Mikami,S. ve Achicha,N.,(2003).” A Study of Direct Injection Diesel Engine Fueled with Hydrogen”,SAE Paper, 2003-01-0761.
- [28] Lata,D.B., Misra,A. ve Medhekar,S.,(2012).” Effect of Hydrogen and LPG Addition on the Efficiency and Emissions of a Dual Fuel Diesel Engine”, Int. J. Hydrogen Energy,1:1-13.
- [29] Borette,A.,(2010).” Advantages of the Direct Injection of Both Diesel and Hydrogen in Dual Fuel H2ICE”, Int. J. Hydrogen Energy,36:9312-9317.
- [30] Saravanan,N. ve Nagarajan,G.,(2008).” An Experimental Investigation of Hydrogen-Enriched Air Induction in a Diesel Engine System”, Int. J. Hydrogen Energy,33:1769-1775.
- [31] Saravanan,N. ve Nagarajan,G.,(2010).” Performance and Emission Studies on Port Injection of Hydrogen with Varied Flow Rates with Diesel as an Ignition of Source”,Appl Energy,87:2218-2229.
- [32] Lılık, G., Zhang, H., Herreros,J. ve Haworth,D.,(2010).” Hydrogen Assisted Diesel Combustion”, Int. J. Hydrogen Energy,35:4382-4398.
- [33] McWilliam,L., Megaritis,T. ve Zhao,H.,(2008).” Experimental Investigation of the Effects of Combined Hydrogen and Diesel Combustion on the Emissions of a HSDI Diesel Engine”,SAE Paper, 2008-01-0156.
- [34] Masood,M., Ishrat,M.M. ve Reddy, A.S.,(2007).” Computational Combustion and Emission Analysis of Hydrogen-Diesel Blends with Experimental Verification”, Int. J. Hydrogen Energy,32:2539-2547.
- [35] Heffel,J.W.,(2003).” NOx Emission and Performance Data for a Hydrogen Fueled Internal Combustion Engine at 1500 rpm Using Exhaust Gas Recirculation”, Int. J. Hydrogen Energy,28:901-908.
- [36] Varde,K.S. ve Frame,G.A.,(1983).” Hydrogen Aspiration in Direct Injection Type Diesel Engine-its Effect on Smoke and Other Engine Performance Parameters”, Int. J. Hydrogen Energy,8:449-455.
- [37] Shirk,M.G., McGuire,T.P., Neal,G.L. ve Haworth,D.,(2008).” Investigation of a Hydrogen-Assisted Combustion System for a Light-Duty Diesel Vehicle”, Int. J. Hydrogen Energy,33:7237-7244.
- [38] Kumar,M.S., Ramesh,A. ve Nagalingam,B.(2003).” Use of Hydrogen to Enhance the Performance of a Vegetable Oil Fueled Compression Ignition Engine”, Int. J. Hydrogen Energy,28:1143-1154.
- [39] Roy,M.M., Tomita,E., Kawahara,N., Harada,Y. ve Sakane,A.,(2009).” Performance and Emissions Comparison of a Supercharged Dual-Fuel Engine Fuelled by Producer Gases with Varying Hydrogen Content”, Int. J. Hydrogen Energy,34:7811-7822.
- [40] Miyamoto,T., Hasegawa,H., Mikami,M., Kojima,N., Kabashima,H. ve Urata,Y.,(2011).” Effect of Hydrogen Addition to Intake Gas on Combustion and

- Exhaust Emission Characteristics of a Diesel Engine”, *Int. J. Hydrogen Energy*,36:13138-13149.
- [41] Miyamoto,T., Mikami,M., Kojima,N., Kabashima,H. ve Shimasaki,Y.,(2008).” Exhaust Emission Characteristics of a Diesel Engine with Small Amounts of Hydrogen Added to the Intake Air”, *Proceedings of The Seventh International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems* , Comodia.
 - [42] Shin,B., Cho,Y., Han,D.,Song,S. ve Chun,K.W.,(2011).” Investigation of the Effects of Hydrogen on Cylinder Pressure in a Split-Injection Diesel Engine at Heavy EGR”, *Int. J. Hydrogen Energy*,36:13158-13170.
 - [43] Varde,K.S. ve Varde,L.K.,(1984).” Reduction of Soot in Diesel Combustion with Hydrogen and Different H/C Gaseous Fuels”, *Proceedings of the 5th World Hydrogen Energy Conference*,Toronto.
 - [44] Tomita,E., Kawahara,N., Piao,Z., Fujita,S. ve Hamamoto,Y.,(2001).” Hydrogen Combustion and Exhaust Emissions Ignited with Diesel Oil in a Dual-Fuel Engine”, *SAE Paper*, 2001-01-3503.
 - [45] Saravanan,N., Nagarajan,G., Dhanasekaran,C. ve Kalaiselvan,K.M.,(2007).” Experimental Investigation of Hydrogen Port Fuel Injection in DI Diesel Engine”, *Int. J. Hydrogen Energy*,32:4071-4080.
 - [46] Lambe,S. ve Watson,H.,(1993).” Optimizing the Design of a Hydrogen Engine with Pilot Diesel Fuel Ignition”, *Int J Veh Des*,14(4):370-389.
 - [47] Lata,D.B., Misra,A. ve Medhekar,S.,(2011).” Investigations on the Combustion Parameters of a Dual Fuel Diesel Engine with Hydrogen and LPG as Secondary Fuels”, *Int. J. Hydrogen Energy*,36:3808-3819.
 - [48] U.S Department of Transportation,(2007). *GUIDELINES FOR USE OF HYDROGEN FUEL IN COMMERCIAL VEHICLES* Final Report.
 - [49] National Aeronautics and Space Administration. *SAFETY STANDARD FOR HYDROGEN AND HYDROGEN SYSTEMS* Guidelines for Hydrogen System Design, Materials Selection, Operations, Storage, and Transportation.
 - [50] Fathi,V., Nemati,A., Jafarmadar,S. ve Khalilarya,S.,(2010).”Influence of Initial Charge Conditions on Engine Performance and Emission of a DISI Hydrogen-Fueled Engine under Various Injection Timings”,*TÜBİTAK*.
 - [51] ISO, *TECHNICAL REPORT-Basic Considerations for the Safety of Hydrogen Systems* ISO/TR 15916.
 - [52] Acaroğlu,P.M.,(2007).*Alternatif Enerji Kaynakları*, Nobel Yayın Dağıtım,İstanbul.
 - [53] L´eon,A.,(2008). *Hydrogen Technology*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg.
 - [54] Peavey,M.A.,(2004). *FUEL FROM WATER* Energy Independence with Hydrogen,Merit Inc.
 - [55] Heywood,J.B.,(1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw Hill International Editions,New York.

- [56] Ji,C. ve Wang,S.,(2009).” Effect of Hydrogen Addition on the Idle Performance of a Spark Ignited Gasoline Engine at Stoichiometric Condition”, Int. J. Hydrogen Energy, 34:3546-3556.
- [57] Demidow,K. ve Kolchin,A.,(1984). Design of Automotive Engines, Mir Publishers,Moscow.
- [58] VDMA,(2006). Exhaust Emission Legislation Diesel and Gas engines, www.vdma.org/motoren, 12 Mayıs 2012
- [59] Arregle,J., Bermudez,V., Serrano,J.R. ve Fuentes,E.,(2006).” Procedure for Engine Transient Cycle Emissions Testing in Real Time”, Experimental Thermal and Fluid Science, 30:485-496.
- [60] Emission Test Cycles European Stationary Cycle (ESC), <http://dieselnet.com/standards/cycles/esc.php>, 10 Mayıs 2012

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Yasin KARAGÖZ
Doğum Tarihi ve Yeri :24.08.1986 / İstanbul
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :yasinkgoz86@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2009
Lise	Fen-Matematik	Büyükşehir Hüseyin Yıldız Anadolu Lisesi	2004

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2011-...	Yıldız Teknik Üniversitesi Otomotiv A.B.D.	Araştırma Görevlisi
2010-2011	TEC (Pratt&Whitney-Turkish Technic)	Makine Mühendisi
2009-2010	UNIDO-ICHET	Proje Mühendisi Yardımcısı