T.C.
ERCİYES ÜNİVERSİTESİ
BİLİMSEL ARAŞTIRMA PROJELERİ
KOORDİNASYON BİRİMİ

FARKLI SIKIŞTIRMA ORANLARINDAKİ BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA DOĞALGAZ VE DOĞALGAZ-HİDROJEN KARIŞIMLARININ YAKIT OLARAK KULLANILMASININ ARAŞTIRILMASI

Proje No: FBD-11-3493

Tez Projesi, Doktora

SONUÇ RAPORU

Proje Yürütücüsü:
Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN
Mustafa Çıkrıkçıoğlu Meslek Yüksekokulu

Dr. Selim TANGÖZ
Sivil Havacılık Yüksekokulu

Haziran 2015
KAYSERİ

T.C.
ERCİYES ÜNİVERSİTESİ
BİLİMSEL ARAŞTIRMA PROJELERİ
KOORDİNASYON BİRİMİ

FARKLI SIKIŞTIRMA ORANLARINDAKİ BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA DOĞALGAZ VE DOĞALGAZ-HİDROJEN KARIŞIMLARININ YAKIT OLARAK KULLANILMASININ ARAŞTIRILMASI

Hazırlayan
Selim TANGÖZ

Danışman
Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN

Bu çalışma; Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından FBD-11-3493 kodlu proje ile desteklenmiştir.

Haziran 2015
KAYSERİ

TEŞEKKÜR

Bu proje çalışmasının hazırlanması ve yürütülmesi aşamasında bilimsel katkılarıyla beni aydınlatan ve her türlü desteği sağlayan değerli hocam ve danışmanım Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN'a çok teşekkür ederim.

Deneylerin yapılması ve projenin hazırlanması aşamasında bilimsel katkılarını ve yardımlarını hiç esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Selahaddin Orhan AKANSU'ya ve gerektiğinde bilimsel katkılarıyla bana ışık tutan Doç. Dr. Bilge ALBAYRAK ÇEPER hocama ve deney düzeneğinin hazırlanmasında katkı sağlayan Alper Burak ERGİNER hocam ile Şahittin AYDEMİR hocama ve Şaban GÜNEŞ beye teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca, bu proje çalışması öncesinde, beni akademik çalışmalara sevk eden ve hiçbir desteği esirgemeyen saygıdeğer aileme, özellikle rahmetli babam Mustafa TANGÖZ'e çok teşekkür ederim.

Bu proje çalışmasına maddi destek veren Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne (Proje No: FBD-11-3493) teşekkür ederim.

Son olarak, bu proje çalışması sırasında verdiği destek ve gösterdiği sabırdan dolayı sevgili eşim Zekiye TANGÖZ'e ve proje çalışmaları sırasında neşe kaynağım olan sevgili oğlum İsmail Mete TANGÖZ'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Selim TANGÖZ

Kayseri, Haziran 2015

İÇİNDEKİLER

FARKLI SIKIŞTIRMA ORANLARINDAKİ BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA DOĞALGAZ VE DOĞALGAZ–HİDROJEN KARIŞIMLARININ YAKIT OLARAK KULLANILMASININ ARAŞTIRILMASI

Sayfa

TEŞEKKÜRLER..... ii
İÇİNDEKİLER..... iii
ÖZET..... vi
ABSTRACT. vii
TABLOLAR LİSTESİ. viii
ŞEKİLLER LİSTESİ..... ix
KISALTMALAR VE SİMGELER. xvi

GİRİŞ..... 1

1. BÖLÜM
GENEL BİLGİLER VE LİTERATÜR ÇALIŞMASI

1.1 Literatür Araştırması 5
1.1.1. Sıkıştırma Oranı ve Değişimi. 6
1.1.2. Hidrojen ve Doğalgaz Oranlarının Değişimi. 10
1.1.3. Ateşleme Avansının Değişimi. 18
1.1.4. Yakıtın Zenginleştirilmesi. 20
1.2. Hidrojenin Yanma Prosesi. 21
1.3. Doğalgazın Yanma Prosesi 23
1.4. Doğalgaz – Hidrojen Karışımlarının Yanma Prosesi 24

2. BÖLÜM
GEREÇ VE YÖNTEM

2.1. Giriş ... 27
2.2. Deney Motoru ve Modifikasyonu. 27
2.2.1. Sıkıştırma Oranının Ayarlanması . 29
2.2.2. Ateşleme Sisteminin Modifikasyonu. 32
2.2.3. Yakıt ve Hava Sistemlerinin Modifikasyonu . 33
2.2.4. Motor Üzerine Entegre Edilen İlave Sensörler. 34
2.3. Deney Düzeneği . 37
2.3.1. Dinamometre. 38
2.3.2. Yakıt Debimetresi. 39
2.3.3. Silindir İçi Basınç Sensörü. 40
2.3.4. Egzoz Emisyon Cihazı. 44
2.3.5. Gaz Karışım (Mikser) Ünitesi. 45
2.3.6. Amplifikatör (Charge Amplifier). 47
2.3.7. Pikoskop. 48
2.3.8. Kontrol Paneli. 48
2.4. Motor Performans Değerlerinin Hesaplanması. 49
2.5. Motor Emisyon Değerlerinin Hesaplanması. 51
2.6. Deneylerin Yapılması. 52

3. BÖLÜM
BULGULAR

3.1. Giriş.. . 53
3.2. Sıkıştırma Oranının Motor Performansına Etkisi. 53
3.3. Sıkıştırma Oranının Silindir İçi Basınca ve Isı Salınım Oranına Etkisi . 60
3.4. Sıkıştırma Oranının Emisyonlara Etkisi. 66
3.5. Hidrojen Oranlarındaki Değişimin Motor Performansına Etkisi . 72
3.6. Hidrojen Oranındaki Değişimin Silindir İçi Basınca ve Isı Salınım Oranına Etkisi.86
3.7. Hidrojen Oranlarındaki Değişimin Emisyonlara Etkisi . 98

4. BÖLÜM
TARTIŞMA VE SONUÇ

4.1. Tartışma, Sonuç ve Öneriler 114

KAYNAKLAR. 118
EKLER 129
ÖZGEÇMİŞ. 136
YAYINLAR. 137

FARKLI SIKIŞTIRMA ORANLARINDAKİ BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA DOĞALGAZ VE DOĞALGAZ - HİDROJEN KARIŞIMLARININ YAKIT OLARAK KULLANILMASININ ARAŞTIRILMASI

Selim TANGÖZ

Erciyes Üniversitesi
Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi

Danışman: Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN

ÖZET

Geçtiğimiz yüzyılda sanayinin gelişmesi ve ulaşım sektöründe içten yanmalı motorların kullanılması ile petrol esaslı yakıtların tüketimi hızla artmıştır. Fakat petrol esaslı yakıtların ekolojik çevreye verdiği zararların görülmesi ve petrol fiyatlarının aşırı değerlenmesi alternatif yakıtların geliştirilmesi için değişik çalışmaların yapılmasına sebep olmuştur. Son zamanlarda içten yanmalı motorlar için alternatif yakıt olarak düşünülen yakıtlardan bir tanesi de ekonomik ve düşük emisyon yoğunluğuna sahip hidrojen-doğalgaz karışımlarından oluşan HCNG yakıtıdır.

Bu proje çalışması ile bir buji ateşlemeli motorda doğalgaz ve doğalgaz-hidrojen karışımı yakıtların motor performans ve emisyon parametrelerine etkisi incelenmiştir. Yapılan deneylerde değişik oranlarda hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtı (% 100 CNG, % 95 CNG + % 5 H_2, % 90 CNG + % 10 H_2 ve % 80 CNG + % 20 H_2) alternatif yakıt olarak kullanılmıştır. Ayrıca deneyler 9.6, 12.5 ve 15 sıkıştırma oranlarında ve tam yük koşullarında yapılmıştır. 1150, 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devirlerinde yapılan deneyler 0.90-1.3 hava fazlalık katsayısı aralığında ve 5, 10, 15 ve 20 KMA ateşleme avanslarında gerçekleştirilmiştir.

Yapılan çalışmalarda, performans değerleri açısından saf doğalgaz yakıtı için 12.5 ve 15 sıkıştırma oranlarının hidrojence zenginleştirilmiş yakıtlar için ise 9.6 sıkıştırma oranının daha uygun olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca, deneylerden elde edilen HC ve CO emisyonlarının Euro-5 standartlarından daha düşük olduğu görülmüştür. Son olarak, CNG içerisindeki hidrojen oranının artması ile NO_X emisyonlarının arttığı izlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Buji ateşlemeli motorlar, Sıkıştırma oranı, HCNG yakıtları

INVESTIGATION OF THE USE OF NATURAL GAS AND NATURAL GAS - HYDROGEN MIXTURES AS A FUEL IN A SI ENGINE AT DIFFERENT COMPRESSION RATIOS

Selim TANGÖZ

Erciyes University
Unit of the Scientific Research Projects

Supervisor: Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN

ABSTRACT

Because of the development of industry and the use of internal combustion engines in the transport sector, the consumption of petroleum-based fuels has grown rapidly in the last century. However, some reason such as the occurrence of damage to the ecological environment of petroleum-based fuels and increasing of oil prices has led to various studies for the development of alternative fuels. One of considered fuel as an alternative fuel for internal combustion engine is economical HCNG fuel forming with hydrogen-natural gas mixture and having low-emission intensity.

In this study, the effects of engine performance and emissions characteristics of a spark ignition engine have been investigated fuelled by hydrogen enriched compression natural gas. Hydrogen enriched compression natural gas fuels (100% CNG, 95% CNG + 5% H_2, 90% CNG + 10% H_2 and 80% CNG + 20% H_2) have been used as alternative fuels in the experiments. Moreover, the experiments have been carried out at 9.6, 12.5 and 15 different compression ratios under full load conditions. The experiments carried out at 1150, 1500, 2000 and 2500 d/d engine speeds have been performed in the range of 0.90-1.3 excess air ratio and at 5, 10, 15 and 20 ignition advances.

In the experiments, compression ratio of 12.5 and 15 have been found to be more suitable for natural gas while 9.6 compression ratio is the best compression ratio for hydrogen-natural gas blends in terms of engine performance values. Furthermore, HC and CO emissions were found to be lower than the Euro-5 standard. Finally, the increase of NO_X emissions was monitored with increasing of the hydrogen rate in CNG.

Keywords: Spark ignition engines, Compression ratio, HCNG fuels

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 1.1. Hidrojen ve doğalgaz yakıtların kimyasal ve fiziksel özellikleri. 22
Tablo 1.2. Deneylerde kullanılan doğalgazın bileşenleri ve hacimsel oranları. 23
Tablo 1.3. Deneylerde kullanılan doğalgaz hidrojen karışımlarının özellikleri. 26
Tablo 2.1. Isuzu 4BD1 motorun özellikleri. 28
Tablo 2.2. Her bir sıkıştırma oranı için silindire ait hacim değerleri. 30
Tablo 2.3. P8601 model dinamometrenin teknik özellikleri. 38
Tablo 2.4. Alicat M-1000SLPM yakıt debimetresinin spesifik özellikleri. 40
Tablo 2.5. PCB 112A05 model silindir içi basınç sensörünün teknik özellikleri. 42
Tablo 2.6. Capelec CAP 3200 model egzoz emisyon cihazının teknik özellikleri. 44
Tablo 2.7. MM-Flex gaz karışım ünitesinin teknik özellikleri. 46
Tablo 2.8. Picoscope 4423 model pikoskopun teknik özelikleri. 48
Tablo 3.1. Stokiometrik şartlarda farklı sıkıştırma oranları ve motor devirleri için CNG kullanılmasıyla oluşan İmep, P_{MAX}, θP_{MAX}, $ROHR_{MAX}$ ve $\theta ROHR_{MAX}$ değerleri. 65
Tablo 3.2. Gaz yakıtlı motorlar için Euro 5 ve Euro 6 emisyon standartları 66
Tablo 3.3. Stokiometrik şartlarda farklı sıkıştırma oranları ve 1500 d/d motor devri için hidrojen ilavesinin İmep, P_{MAX}, θP_{MAX}, $ROHR_{MAX}$ ve $\theta ROHR_{MAX}$ değerlerine etkisi.. 88

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil G.1. Yıllara göre petrolün varil fiyatı ve gelecek yıllardaki tahmini fiyatı. 2
Şekil G.2. Yıllara göre dünyadaki petrol tüketimi ve gelecek yıllardaki tüketimi..... 2
Şekil G.3. 1850-2009 yılları arasında atmosferdeki karbon miktarının ve atmosfer sıcaklığının değişimi. 3
Şekil 1.1. Farklı güç ve devirlerde sıkıştırma oranının ısıl verime etkisi..... 6
Şekil 1.2. Farklı güç ve devirlerde sıkıştırma oranının ısı salınım oranına etkisi.. 7
Şekil 1.3. Farklı güç ve devirlerde sıkıştırma oranının yanma süresine etkisi. 7
Şekil 1.4. Farklı ateşleme zamanlarında hidrojen ilavesinin motor gücüne ve ısıl verime etkisi. 11
Şekil 1.5. Farklı ateşleme zamanlarında hidrojen ilavesinin HC ve CO emisyonlarına etkisi.. 11
Şekil 1.6. Farklı ateşleme zamanlarında hidrojen ilavesinin yanma süresine ve NO_X emisyonlarına etkisi..... 11
Şekil 1.7. Farklı hava-yakıt oranlarında hidrojen ilavesinin motor fren gücüne etkisi. 13
Şekil 1.8. Farklı hava-yakıt oranlarında hidrojen ilavesinin özgül yakıt tüketimine etkisi... 13
Şekil 1.9. Farklı hava-yakıt oranlarında hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi. 14
Şekil 1.10. Farklı hava-yakıt oranlarında hidrojen ilavesinin NO_X değerlerine etkisi..... 14
Şekil 1.11. Farklı güç değerlerinde hidrojen ilavesinin ısıl salınım oranına etkisi 15
Şekil 1.12. Farklı güç değerlerinde hidrojen ilavesinin motor ısıl verimine etkisi.. 15
Şekil 1.13. Farklı güç değerlerinde hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi..... 16
Şekil 1.14. Farklı güç değerlerinde hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi..... 16
Şekil 1.15. Farklı motor devirlerinde hidrojen ilavesinin ısıl verim ve torka etkisi..... 17
Şekil 1.16. Farklı hava fazlalık katsayılarında hidrojen ilavesinin CO ve HC emisyonlarına etkisi..... 17
Şekil 1.17. Farklı hava fazlalık katsayılarında hidrojen ilavesinin NO_X emisyonlarına etkisi. 17
Şekil 1.18. Farklı hava fazlalık katsayılarında ve ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin indüke ısıl verime etkisi..... 19
Şekil 2.1. Isuzu 4BD1 motoruna ait performans verilerinin motor devrine bağlı olarak değişimi. 28
Şekil 2.2. Deney motorunun eski ve modifiye edilmiş görünümleri..... 29
Şekil 2.3. Farklı sıkıştırma oranlarında piston şekilleri (mm)..... 31

Şekil 2.4. Motorda kullanılan pistonun modifikasyondan önceki ve sonraki durumları..... 31
Şekil 2.5. Enjektör yuvaları ve sisteme entegre edilen bujilerin görünümleri. 32
Şekil 2.6. Motor üzerine takılan ateşleme bobini ve EDİS modülünün görünümleri. 33
Şekil 2.7. Gaz yakıtları ve havanın temininde kullanılan komponentlerin görünümü... 34
Şekil 2.8. Krank mili açı sensörü ile dişli kasnağın görünümü. 34
Şekil 2.9. Deney motoruna entegre edilen bazı sensörlerinin görünümleri. 35
Şekil 2.10. Deney düzeneğinde yer alan komponentler.. 36
Şekil 2.11. Deney düzeneğinde yer alan komponentler ve akış diyagramı.. 37
Şekil 2.12. Tork ölçme prensibi..... 38
Şekil 2.13. Alicat M-1000SLPM yakıt debimetresinin görünümü..... 40
Şekil 2.14. Mikro şartlandırıcılı piezoelektrik elemanın içyapısı. 41
Şekil 2.15. Charge tipi sensörlerden çıkan sinyallerin şartlandırılması. 42
Şekil 2.16. PCB 112A05 model silindir içi basınç sensörü ve motorda yerleşimi... 43
Şekil 2.17. Krank mili açısı ve silindir içi basınç değerlerinin bilgisayara aktarılması. 43
Şekil 2.18. Capelec CAP 3200 model egzoz emisyon cihazı.. 44
Şekil 2.19. MM-Flex gaz karışım ünitesinin fonksiyon şeması ve gaz basınçlarının sabitlenmesi.. 46
Şekil 2.20. MM-Flex gaz karışım ünitesinin görünümü..... 47
Şekil 2.21. Cussons 4410 model amplifierın görünümü. 47
Şekil 2.22. Picoscope 4423 model pikoskopun görünümü.. 48
Şekil 2.23. Kontrol panelinin görünümü. 49
Şekil 3.1. SO=15 sıkıştırma oranında ve farklı motor devirlerinde hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri... 55
Şekil 3.2. SO=12.5 sıkıştırma oranında ve farklı motor devirlerinde hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri... 55
Şekil 3.3. SO=9.6 sıkıştırma oranında ve farklı motor devirlerinde hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri. 57
Şekil 3.4. 2000 d/d motor devrinde ve farklı sıkıştırma oranlarında hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri. 57
Şekil 3.5. Değişik motor devirlerinde hava fazlalık katsayısına göre güç ve özgül yakıt tüketim değerleri (SO=9.6).... 58
Şekil 3.6. Değişik motor devirlerinde hava fazlalık katsayısına göre güç ve özgül yakıt tüketim değerleri (SO=12.5).. 58

Şekil 3.7. Değişik motor devirlerinde hava fazlalık katsayısına göre güç ve özgül yakıt tüketim değerleri (SO=15)... 60
Şekil 3.8. Değişik motor devirlerinde krank mili açısına göre silindir basıncı ve ısı salınım oranlarının değişimi (SO=9.6, λ=1.0)..... 61
Şekil 3.9. Değişik motor devirlerinde krank mili açısına göre silindir basıncı ve ısı salınım oranlarının değişimi (SO=12.5, λ=1.0)..... 61
Şekil 3.10. Değişik motor devirlerinde krank mili açısına göre silindir basıncı ve ısı salınım oranlarının değişimi (SO=15, λ=1.03)..... 62
Şekil 3.11. Değişik sıkıştırma oranlarında krank mili açısına göre silindir basıncı ve ısı salınım oranlarının değişimi (1150 d/d, λ=1.0)... 62
Şekil 3.12. Değişik sıkıştırma oranlarında krank mili açısına göre silindir basıncı ve ısı salınım oranlarının değişimi (2500 d/d, λ=1.0)... 63
Şekil 3.13. Farklı hava fazlalık katsayılarında krank açısına göre silindir basıncı ve ısı salınım oranlarının değişimi (2000 d/d, SO=12.5)..... 65
Şekil 3.14. Farklı sıkıştırma oranlarında hava fazlalık katsayısına göre CO ve HC emisyon değerleri (1150 d/d).. 67
Şekil 3.15. Farklı sıkıştırma oranlarında hava fazlalık katsayısına göre CO ve HC emisyon değerleri (1500 d/d). 67
Şekil 3.16. Farklı sıkıştırma oranlarında hava fazlalık katsayısına göre CO ve HC emisyon değerleri (2000 d/d). 68
Şekil 3.17. Farklı sıkıştırma oranlarında hava fazlalık katsayısına göre CO ve HC emisyon değerleri (2500 d/d). 68
Şekil 3.18. Farklı sıkıştırma oranlarında ve 11500 d/d motor devrinde hava fazlalık katsayısına göre NO_X, O_2 ve CO_2 değerleri... 70
Şekil 3.19. Farklı sıkıştırma oranlarında ve 1500 d/d motor devrinde hava fazlalık katsayısına göre NO_X, O_2 ve CO_2 değerleri.. 71
Şekil 3.20. Farklı sıkıştırma oranlarında ve 2000 d/d motor devrinde hava fazlalık katsayısına göre NO_X, O_2 ve CO_2 değerleri. 71
Şekil 3.21. Farklı sıkıştırma oranlarında ve 2500 d/d motor devrinde hava fazlalık katsayısına göre NO_X, O_2 ve CO_2 değerleri... 72
Şekil 3.22. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (1150 d/d, SO=15)..... 74

Şekil 3.23. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (1150 d/d, SO=12.5)..... 74
Şekil 3.24. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (1150 d/d, SO=9.6)..... 75
Şekil 3.25. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (1500 d/d, SO=15)..... 76
Şekil 3.26. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (1500 d/d, SO=12.5)..... 77
Şekil 3.27. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (1500 d/d, SO=9.6)..... 77
Şekil 3.28. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (2000 d/d, SO=15)..... 78
Şekil 3.29. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (2000 d/d, SO=12.5)..... 79
Şekil 3.30. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (2000 d/d, SO=9.6)..... 79
Şekil 3.31. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (2500 d/d, SO=15)..... 81
Şekil 3.32. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (2500 d/d, SO=12.5)..... 81
Şekil 3.33. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (2500 d/d, SO=9.6)..... 82
Şekil 3.34. Farklı sıkıştırma oranlarında λ=1.0, λ=1.15 ve λ=1.28 değerleri için hidrojen ilavesinin motor gücü ve özgül yakıt tüketimine etkisi (1150 d/d)..... 83
Şekil 3.35. Farklı sıkıştırma oranlarında λ=1.0, λ=1.15 ve λ=1.28 değerleri için hidrojen ilavesinin motor gücü ve özgül yakıt tüketimine etkisi (1500 d/d)..... 84
Şekil 3.36. Farklı sıkıştırma oranlarında λ=1.0, λ=1.15 ve λ=1.28 değerleri için hidrojen ilavesinin motor gücü ve özgül yakıt tüketimine etkisi (2000 d/d)..... 85
Şekil 3.37. Farklı sıkıştırma oranlarında λ=1.0, λ=1.15 ve λ=1.28 değerleri için hidrojen ilavesinin motor gücü ve özgül yakıt tüketimine etkisi (2500 d/d)..... 86
Şekil 3.38. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=9.6, 1150 d/d).... 88

Şekil 3.39. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=9.6, 1500 d/d)... 89
Şekil 3.40. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=9.6, 2000 d/d).. 89
Şekil 3.41. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=9.6, 2500 d/d).... 90
Şekil 3.42. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=12.5, 1150 d/d).. 90
Şekil 3.43. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=12.5, 1500 d/d).. 91
Şekil 3.44. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=12.5, 2000 d/d)... 91
Şekil 3.45. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=12.5, 2500 d/d).. 92
Şekil 3.46. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=15, 1150 d/d). 92
Şekil 3.47. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=15, 1500 d/d).. 93
Şekil 3.48. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=15, 2000 d/d).... 93
Şekil 3.49. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=15, 2500 d/d)... 94
Şekil 3.50. λ=1.28 değerinde hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=12.5, 1150 d/d).. 95
Şekil 3.51. λ=1.28 değerinde hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=12.5, 1500 d/d).... 95
Şekil 3.52. λ=1.28 değerinde hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=12.5, 2000 d/d).. 96
Şekil 3.53. λ=1.28 değerinde hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=12.5, 2500 d/d).. 96
Şekil 3.54. λ=1.28 değerinde hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=9.6, 2000 d/d).. 97

Şekil 3.55. λ=1.28 değerinde hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=15, 2000 d/d).. 97
Şekil 3.56. 9.6 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi..... 99
Şekil 3.57. 12.5 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi..... 99
Şekil 3.58. 15 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi..... 100
Şekil 3.59. 12.5 sıkıştırma oranında ve 1150 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi..... 100
Şekil 3.60. 12.5 sıkıştırma oranında ve 2000 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi..... 101
Şekil 3.61. 12.5 sıkıştırma oranında ve 2500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi..... 101
Şekil 3.62. 9.6 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi..... 102
Şekil 3.63. 12.5 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi..... 103
Şekil 3.64. 15 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi..... 103
Şekil 3.65. 12.5 sıkıştırma oranında ve 1150 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi..... 104
Şekil 3.66. 12.5 sıkıştırma oranında ve 2000 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi..... 104
Şekil 3.67. 12.5 sıkıştırma oranında ve 2500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi..... 105
Şekil 3.68. Farklı sıkıştırma oranında ve 1150 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin NO_X emisyonlarına etkisi..... 106
Şekil 3.69. Farklı sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin NO_X emisyonlarına etkisi..... 107
Şekil 3.70. Farklı sıkıştırma oranında ve 2000 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin NO_X emisyonlarına etkisi..... 108

Şekil 3.71. Farklı sıkıştırma oranında ve 2500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin NO_X emisyonlarına etkisi... 109
Şekil 3.72. 9.6 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO_2 ve O_2 emisyonlarına etkisi 110
Şekil 3.73. 12.5 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO_2 ve O_2 emisyonlarına etkisi 111
Şekil 3.74. 15 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO_2 ve O_2 emisyonlarına etkisi.. 111
Şekil 3.75. 12.5 sıkıştırma oranında ve 1150 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO_2 ve O_2 emisyonlarına etkisi 112
Şekil 3.76. 12.5 sıkıştırma oranında ve 2000 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO_2 ve O_2 emisyonlarına etkisi 112
Şekil 3.77. 12.5 sıkıştırma oranında ve 2500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO_2 ve O_2 emisyonlarına etkisi 113

KISALTMALAR VE SİMGELER

Sembol	Anlamı	Birimi
bmep	Fren ortalama efektif basınç	bar / Mpa
bsfc	Fren özgül yakıt tüketimi	g/kWh
BTDC	Üst ölü noktadan önce -	
CA	Krank mili açısı	derece
CR	Sıkıştırma oranı	-
CNG	Sıkıştırılmış doğalgaz	-
COV_{imep}	İmep katsayısı	-
d/d	Dakikadaki devir sayısı	-
ECU	Motor kontrol ünitesi	-
EDIS	Elektronik ateşleme modülü	-
HCNG	Hidrojen ile zenginleştirilmiş doğalgaz	-
HCNGA	% A hidrojen ile zenginleştirilmiş doğalgaz	-
İmep	İndüke ortalama efektif basınç	bar
KMA	Krank mili açısı	derece
LHV	Alt ısıl değer	KJ/Kg
m_f	Yakıt akış debisi	kg/s
NG	Doğalgaz	-
ÖYT	Özgül yakıt tüketimi	g/kWh
P_b	Fren gücü	kW
P_{MAX}	Maksimum silindir basıncı	bar
ppm	Milyondaki parçacık sayısı	-
$ROHR_{MAX}$	Maksimum ısı salının oranı	$J/^0$ KMA
θP_{MAX}	Maksimum silindir basıncı oluşma açısı	^{0} KMA
$\theta ROHR_{MAX}$	Maksimum ısı salının oranının oluşma açısı	^{0} KMA
SE_A	A emisyonunun spesifik emisyon değeri	g/kWh
SO	Sıkıştırma oranı	-
T	Tork	N.m
ÜÖNS	Üst ölü noktadan sonra	-
λ	Hava fazlalık katsayısı	-

GİRİŞ

Konu ve Önemi

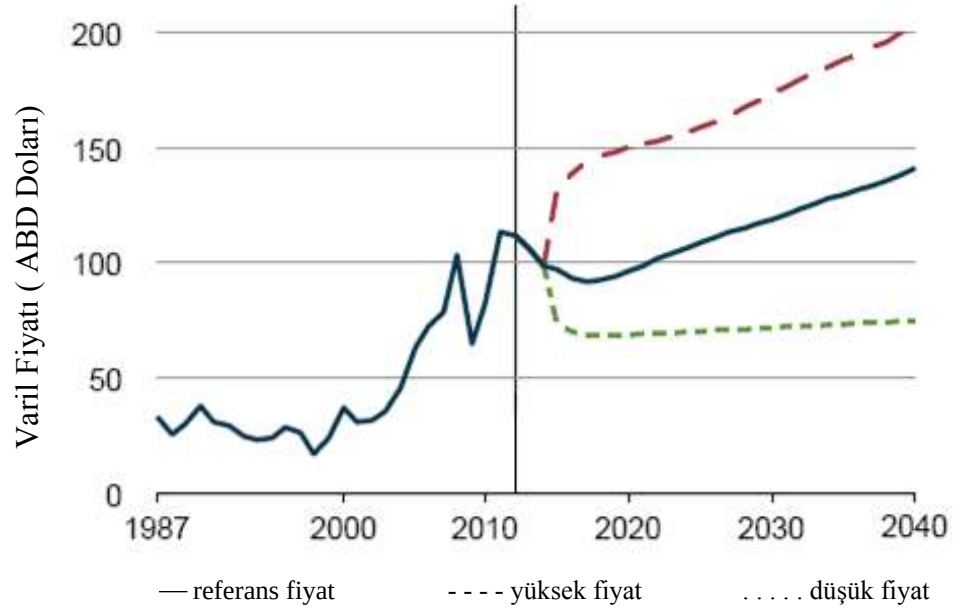
20. yüzyılın başlarında itibaren sanayinin gelişmesi ve ulaşım sektöründe içten yanmalı motorların kullanılmaya başlanması ile petrol esaslı yakıtların tüketimi hızla artmıştır. Petrol esaslı yakıtlar geçtiğimiz yüzyılda kaynağından çıkarılması, elde edilmesi ve taşınabilirliği açısından kullanımı en kolay ve en ekonomik enerji kaynaklarından bir olmuştur. Fakat 21. yüzyıl başlarında petrol esaslı yakıtların ekolojik çevreye ne derece zarar verdiği görülmüştür. Ayrıca petrol esaslı yakıtların tüketiminin hızla artması ve kaynakların hızla tükenmesi petrol fiyatlarında anormal artışlara sebep olmuştur. Bu ve benzeri sebeplerden dolayı petrol esaslı yakıtlar tartışılır hale gelmiş ve alternatif yakıtların geliştirilmesi için değişik araştırmalar gerçekleştirilmiştir.

Son yıllarda, maliyet ve emisyon parametreleri esas alınarak yapılan alternatif yakıt çalışmalarında hidrojen ile zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtı (HCNG) ön plana çıkmaktadır. Ayrıca, alternatif yakıt araştırmaları dışında mevcut motorlar üzerinde değişik konfigürasyonlar yapılarak motor performansının artırılması ve emisyonların azaltılması amaçlanmaktadır.

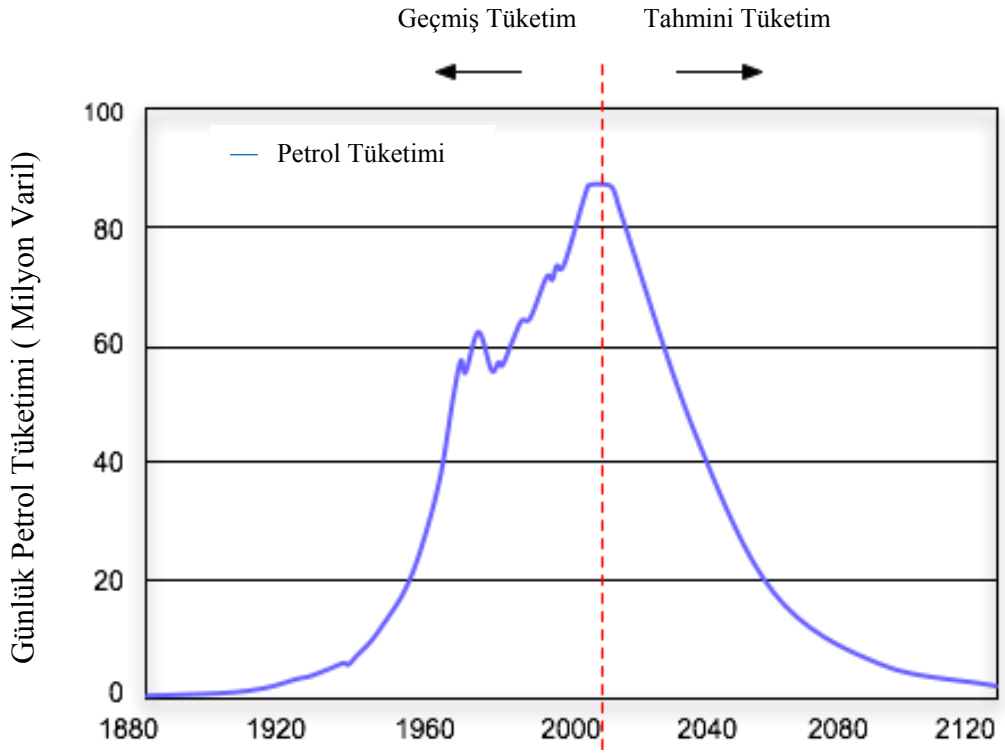
Bu proje çalışması ile bir buji ateşlemeli motorda doğalgaz ve doğalgaz-hidrojen karışımı yakıtların motor performans ve emisyonlarına etkisi incelenmiştir. Ayrıca, günümüzde ulaşım sektöründe önemli bir yer tutan buji ateşlemeli motorlarda basit modifikasyonlar yapılarak petrol esaslı yakıtlara göre hem ucuz hem de daha temiz olan doğalgaz hidrojen karışımı yakıtların kullanılabilirliğinin araştırılması amaçlanmıştır.

Günümüz ulaşım sektörünün temel enerji kaynağı petrolün yıllara göre fiyatındaki değişimini gösteren Şekil G.1 incelendiğinde petrol fiyatının 2000'li yıllarda yüksek değerlere ulaştığı ve gelecekte en iyi tahminle günümüzdeki yüksek değerini koruyacağı görülmektedir.

Bununla birlikte yıllara göre dünyadaki petrol tüketimini gösteren Şekil G.2 incelendiğinde günlük tüketim miktarının 2000'li yıllarda en yüksek değerine ulaştığı ve yaklaşık yüz yıl sonra dünya üzerinde tükeneceği varsayılmaktadır.



Şekil G.1. Yıllara göre petrolün varil fiyatı ve gelecek yıllardaki tahmini fiyatı [1].



Şekil G.2. Yıllara göre dünyadaki petrol tüketimi ve gelecek yıllardaki tüketimi [2].

Fiyat ve kullanım süresi bakımından dezavantajlar taşıyan petrol esaslı yakıtlar aynı zamanda yakılmaları sonucu oluşan emisyonlardan dolayı atmosfer sıcaklığını artırmaktadır. 1850-2009 yılları arasında karbon miktarı ve atmosfer sıcaklığının değişiminin gösterildiği Şekil G.3'e bakıldığında karbon ve diğer emisyonların artışı ile ortalama atmosfer sıcaklığının arttığı görülmektedir. Emisyonlardan kaynaklanan sıcaklık artışının 2100 yılında 16 C^0 ile 20 C^0 arasında olacağı tahmin edilmektedir. Avrupa birliği araştırma şirketi European Environment Agency (EEA)'ın 2007 yılında yaptığı bir araştırmaya göre Avrupa'da salınan sera gazlarının % 24 taşımacılık sektöründen kaynaklanırken, bu miktarın % 98'i petrol esaslı yakıtlardan kaynaklandığı tespit edilmiştir [3].



Şekil G.3. 1850-2009 yılları arasında atmosferdeki karbon miktarının ve atmosfer sıcaklığının değişimi [4, 5].

Petrol esaslı yakıtlar dünya genelinde olduğu gibi ülkemizde de ulaşım sektörünün temel kaynağını oluşturmaktadır. 2015 yılı Ocak ayı itibari ile Türkiye'de trafiğe kayıtlı 18.956 milyon otobüs, minibüs, kamyonet ve otomobil gibi petrol esaslı yakıt kullanan araç bulunmaktadır. [6]. Ayrıca ülkemiz genelinde 2014 yılı içerisinde yaklaşık 19.9 milyon ton yakıt tüketilmiştir [7]. Yapılan değişik çalışmalarda motorlarda doğalgaz veya hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtlarının kullanılmasıyla birim enerji maliyetinde % 65'e varan iyileşmeler tespit edilmiştir [8, 9]. Motorların dönüşüm masrafları hariç tutulduğunda

doğalgaz veya hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtlarının kullanılmasının ülke ekonomisine ve çevreye çok önemli ölçüde katkı vereceği değerlendirilmektedir.

Ülkemizde ve dünya genelinde tüketilen petrol esaslı yakıt miktarı ve doğalgaz ile hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz kullanımının avantajları dikkate alındığında bu proje çalışmasının önemi ortaya çıkmaktadır.

Ayrıca proje çalışması içerisinde motor performansı açısından çok önemli bir parametre olan motor sıkıştırma oranı değiştirilerek farklı sıkıştırma oranlarında motor performans ve emisyon davranışlarının incelenmesi bu proje çalışmasının bir farklılığı olarak değerlendirilmektedir.

Yapılan bu proje çalışmasında, değişik oranlarda (% 100 CNG, % 95 CNG + % 5 H_2, % 90 CNG + % 10 H_2 ve % 80 CNG + % 20 H_2) hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtı değişik sıkıştırma oranlarına sahip içten yanmalı bir motorda alternatif yakıt olarak kullanılmış ve motor performansı ile emisyonları deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada, tercih edilen 9.6, 12.5 ve 15 sıkıştırma oranları piston yapısı değiştirilerek ayarlanmıştır. Yapılan bütün çalışmalar tam yük koşullarında yapılmıştır. 1150, 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devirlerinde yapılan deneyler 0.90-1.3 hava fazlalık katsayısı aralığında ve 5, 10, 15 ve 20 derece ateşleme avanslarında gerçekleştirilmiştir.

Yapılan deneysel çalışmalar ve sonuçları toplam beş bölüm ile bu proje çalışması içerisinde sunulmuştur. Giriş bölümünde projenin amaç ve kapsamı belirtildikten sonra birinci bölümde temel bilgiler, benzer çalışmalar ve bu çalışmaların mevcut proje çalışması ile farklılıkları anlatılmıştır. İkinci bölümde ise projenin yapılması için tercih edilen deneysel metot ve kullanılan deneysel düzenekten bahsedilmiştir. Üçüncü bölümde deneysel sonuçlar sunulmuş ve değerlendirilmiştir. Son bölümde ise sonuçlar özetlenerek gerekli öneriler sunulmuştur.

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÇALIŞMASI

1.1. Literatür Araştırması

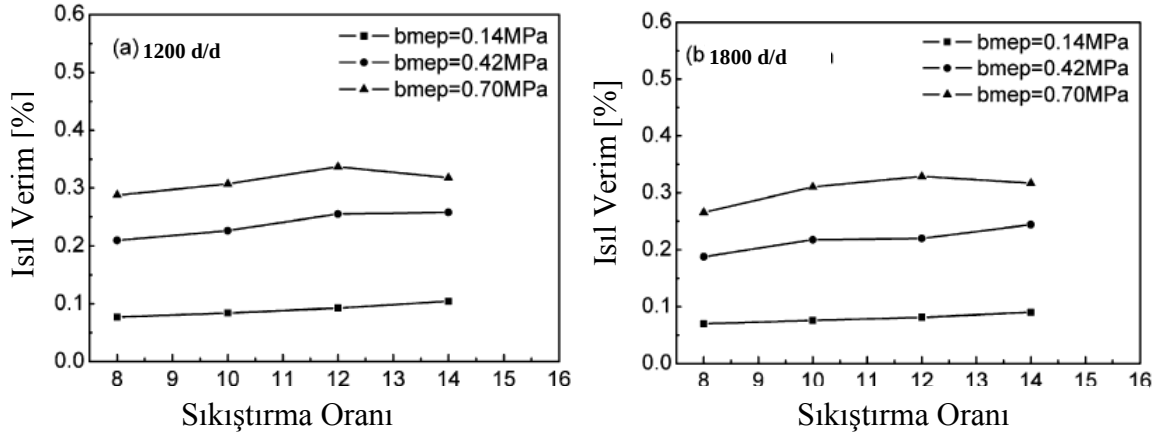
Son zamanlarda içten yanmalı motorlar için alternatif yakıt olarak görülen hidrojen, doğalgaz ve karışımlarının motor performans ve emisyonlarına etkisinin araştırıldığı çok sayıda çalışma yapılmıştır. Bu yapılan çalışmalar incelendiğinde değişik birkaç yöntemin tercih edildiği görülmektedir. Bu yöntemlerin en önemlileri şunlardır;

1. Motor ve piston yapısının modifikasyonu ile sıkıştırma oranının değiştirilmesi
2. Doğalgaz ve hidrojen oralarının değiştirilmesi
3. Ateşleme avansının değiştirilmesi
4. Doğalgaz, hidrojen ve karışımlarının zenginleştirici yakıt olarak kullanılması
5. Doğalgazın direk enjeksiyon ile püskürtülmesi

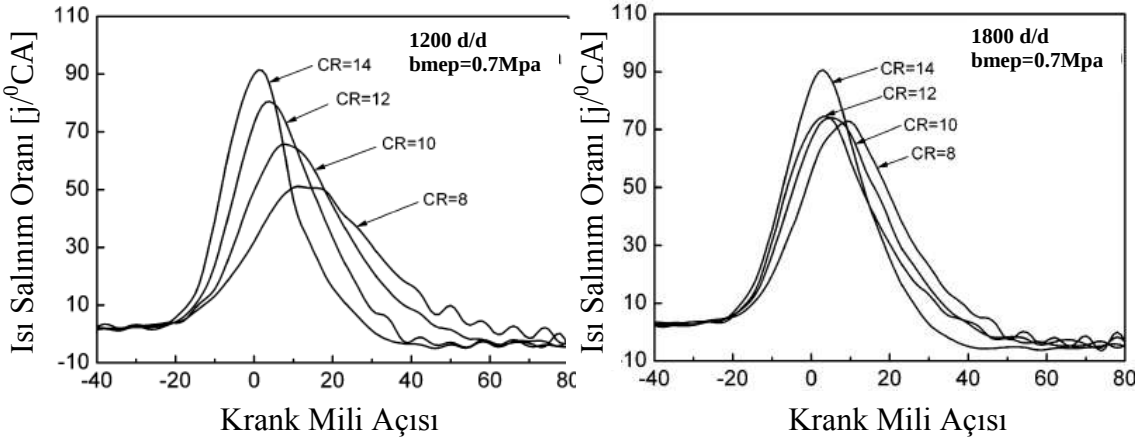
Doğalgaz, hidrojen ve karışımlarının yakıt olarak kullanıldığı bu çalışmalarda sıkıştırma oranın değişimi, karışım oranın değişimi ve ateşleme avansının değişimi yöntemlerinin çok fazla tercih edildiği görülebilmektedir. Ayrıca sıkıştırma oranının değiştirilmesiyle yapılan çalışmaların ekseri kısmının düşük sıkıştırma oranına sahip buji ateşlemeli motorlarda gerçekleştirildiği anlaşılmaktadır. Sıkıştırma oranının değiştirilmesiyle yapılan bu çalışmalardan bir kısmının ise yüksek sıkıştırma oranlarına sahip dizel motorlarda veya modifikasyon ile sıkıştırma oranlarının artırıldığı buji ateşlemeli motorlarda gerçekleştirildiği görülmüştür.

1.1.1. Sıkıştırma Oranı ve Değişimi

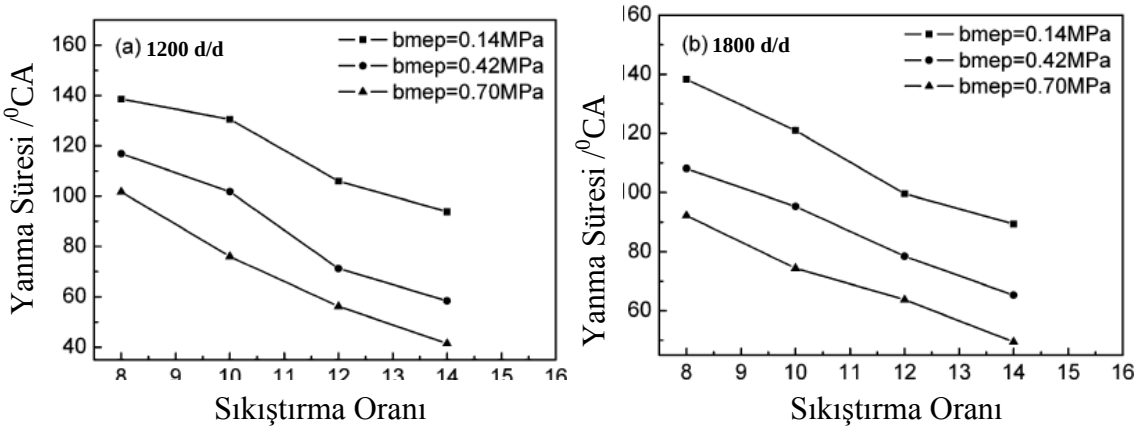
Sıkıştırma oranının motor performans ve emisyonları üzerine etkisinin araştırıldığı birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalardan bir tanesinde Zheng ve arkadaşları [10] farklı sıkıştırma oranlarına sahip ve doğalgazı silindir içerisine direk püskürtülen buji ateşlemeli bir motorda sıkıştırma oranının motor performansına ve emisyonlarına etkisini incelemişlerdir. 1200 ve 1800 d/d motor devir sayılarında ve 1.0 ile 2.0 hava fazlalık katsayılarında yapılan deneyler piston yapısı değiştirilerek oluşturulan 8, 10, 12 ve 14 sıkıştırma oranlarında gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonucunda; Şekil 1.1-1.3'de görüldüğü gibi sıkıştırma oranının artması ile silindir içerisindeki basınç, sıcaklık ve ısı salınım oranının arttığı ve ısı salınım oranı eğrilerinin üst ölü noktaya yaklaştığı izlenmiştir. Aynı zamanda yüksek yüklerde 12:1 sıkıştırma oranına kadar ısıl verimin arttığı fakat daha sonra azaldığı tespit edilmiştir. Emisyonlar incelendiğinde HC ve CO değerlerinin sıkıştırma oranlarının artması ile azaldığı fakat NO_X değerlerinin arttığı tespit edilmiştir. Sonuçta direk enjeksiyonlu CNG motoru için 12:1 sıkıştırma oranının en uygun değer olduğu belirtilmiştir. Zheng ve arkadaşlarının aynı motor ve aynı şartlarda yaptıkları diğer bir çalışmada [11] direk enjeksiyon yönteminin yanma işlemine etkisini ayrıntılı olarak incelemişlerdir. Deneylerden elde edilen sonuçlar incelendiğinde direk enjeksiyon yönteminin fakir yanma limitlerini geliştirdiği görülmüştür. Fakir yanma limitinin tespitinde kullanılan COV_{imep} değerinin ise sıkıştırma oranı ile azaldığı fakat yüksek yüklerde 12:1 sıkıştırma oranından sonra arttığı gözlenmiştir. Ayrıca sıkıştırma oranının artması ile yanma sürelerinin azaldığı ve yanmanın iyileştiği gözlenmiştir.



Şekil 1.1. Farklı güç ve devirlerde sıkıştırma oranının ısıl verime etkisi [10].



Şekil 1.2. Farklı güç ve devirlerde sıkıştırma oranının ısı salınım oranına etkisi [10].



Şekil 1.3. Farklı güç ve devirlerde sıkıştırma oranının yanma süresine etkisi [10].

Bade Shresta ve Karim yaptıkları sayısal çalışmada [12] metan ve metan hidrojen karışımlarını kullanarak 8.5, 10, 12 ve 14 sıkıştırma oranlarına sahip buji ateşlemeli bir motorda performans değerlerini giriş sıcaklığı ve hava/yakıt oranına bağlı olarak analiz etmişlerdir. Sayısal modelleme sonunda sıkıştırma oranının artması ile indüke gücün arttığı fakat yüksek sıkıştırma oranlarında artış eğiliminin yavaşladığını tespit etmişlerdir.

Poompipatpong ve Cheenkachorn [9], yaptıkları çalışmada piston yapısının modifikasyonu ile değişik sıkıştırma oranlarında (9, 9.5, 10 ve 10.5) CNG kullanarak 1000-4000 d/d arası motor devirlerinde ve stokiometrik şartlarda motor performansı ve emisyonlarını analiz etmişleridir. Ayrıca modifikasyondan önce motor 22:1 sıkıştırma oranına sahip iken motorin yakıtının motor performans ve emisyonlarına etkisini incelenmişlerdir. Motorin yanma sonuçları ile değişik sıkıştırma oranlarında CNG yanmasından elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Deneyler sonucunda, CNG kullanımının motorine göre performansı % 6-13 arasında artırdığı görülmüştür. CNG yakıtı için motor devri arttığında fren torkunun azaldığı izlenmiştir. En yüksek ısıl verim değerleri motor düşük devirlerde iken 10:1 sıkıştırma oranında, yüksek devirlerde ise 9.5:1 sıkıştırma oranında elde edilmiştir. Ayrıca, en düşük özgül yakıt tüketimi 9:1 sıkıştırma oranında elde edilmiştir. Bununla beraber, sıkıştırma oranı arttıkça HC emisyonlarının arttığı, NO_X emisyonlarının 10:1'e kadar arttığı sonra azaldığı ve CO emisyonlarının en yüksek 9:1'de en düşük 9,5:1'de oluştuğu görülmüştür.

Ma ve arkadaşları [13] 6 silindirli ve 6.2 L silindir hacmine sahip bir buji ateşlemeli motorda hidrojen oranı % 20 olan HCNG yakıtı kullanarak sıkıştırma oranının motor performans ve emisyon parametreleri üzerine etkisini incelemişlerdir. Sıkıştırma oranları piston yapıları değiştirilerek 10, 11 ve 12 olarak ayarlanmıştır. Çalışmalar 1.6 hava fazlalık katsayısında ve 50 kPa giriş basıncında gerçekleştirilmiştir. Ayrıca 2^0 adımlarla artan ve 10^0 ile 40^0 KMA arasında değişen ateşleme avansları kullanılarak yapılan deneyler 1200 d/d motor devrinde yapılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde sıkıştırma oranının artmasıyla ısıl verim, fren torku ve silindir içi basınç değerlerinin arttığı ve özgül yakıt tüketimi ile fakir yanma limitini ifade eden İmep katsayısının azaldığı görülmüştür. Ateşleme avansı açısından sonuçlar değerlendirildiğinde maksimum torkun elde edildiği avans değerlerinin sıkıştırma oranının artırılmasıyla üst ölü noktaya yaklaştığı tespit edilmiştir. Aynı motor kullanılarak yapılan diğer çalışmada Zhao ve arkadaşları [14] hidrojen oranı % 55 olan HCNG yakıtı kullanarak 10 ve 12 sıkıştırma oranlarında motor performans ve emisyon parametrelerini incelemişlerdir. Hava giriş basıncının 50 kPa'da sabit tutularak yapılan deneyler 1200 d/d motor devrinde ve 16^0 KMA ateşleme avansında gerçekleştirilmiştir. Yanma gelişim evrelerinin de incelendiği deneyler sonunda sıkıştırma oranının artması ile son yanma evresi (%10-%90) dışında diğer yanma gelişim evrelerinin kısaldığı tespit edilmiştir. Sıkıştırma oranının λ=1.8 değerinden daha aşağıda kısmi olarak pozitif etki yaptığı ve bu pozitif etki ile tork ve indüke verimin arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca sıkıştırma oranının HC ve NO_X emisyonlarını artırdığı görülmüştür.

Hidrojen, doğalgaz veya karışımlarının alternatif yakıt olarak kullanıldığı çalışmalar genelde düşük sıkıştırma oranlarında yapılmıştır. Söz konusu yakıtların gerek vuruntu direncinin tespiti veya geliştirilmesi gerekse motor performansının geliştirilmesi açısından yüksek sıkıştırma oranlarında az sayıda çalışmalar yapılmıştır. Yüksek sıkıştırma oranında yapılan az sayıdaki çalışmaların birinde, Nwafor [15], doğalgazla çalışan bir dizel motorda enjeksiyon

zamanlamasının emisyon karakteristiklerine etkisi isimli çalışmasını Patter-AC1 model tek silindirli, hava soğutmalı, 17:1 sıkıştırma oranına sahip ve DC dinamometreye bağlı bir motorda yapmıştır. Doğalgaz yakıtı motor giriş manifolduna piston üst ölü noktaya gelmeden önce 30^0 ve 33.5^0 KMA açısında iki farklı zamanda püskürtülmüştür. Farklı püskürtme zamanlarında ve farklı devirlerde (2300 ve 3000 d/d) elde edilen emisyon değerleri karşılaştırılmış ve motorin yakıtı ile doğalgaz yakıtı arasındaki farklar tespit edilmiştir. Yapılan çalışmalarda, normal ateşleme esnasında meydana gelen vuruntuların erken ateşleme ile yok olduğu ve emisyon değerlerinde belirgin bir azalmanın meydana geldiği tespit edilmiştir.

Yüksek sıkıştırma oranında yapılan diğer bir çalışmada Mctaggart-Cowen [16] ve arkadaşları, 2.5 L silindir hacmine sahip, tek silindirli, dört zamanlı ve 17:1 sıkıştırma oranına sahip motorda doğalgaz ve doğalgaz hidrojen karışımları (% 0, % 10, % 15, % 23 ve %35 hidrojen ilaveli karışımlar) kullanarak yanma prosesi ve emisyon parametrelerini incelemişlerdir. Yüksek yükte ve düşük yükte gerçekleştirilen deneysel çalışmalar 800 d/d ve 1200 d/d motor devir sayılarında 0, 5, 10 ve 15 KMA ateşleme avansları tercih edilerek yapılmıştır. Yapılan deneyler sonunda hidrojen ilavesinin yanma stabilizesini ve karışımın tutuşabilirliğini artırdığı düşük enerji yoğunluğundan dolayı ısı salınım oranını azalttığı tespit edilmiştir. Ayrıca hidrojen ilavesinin bütün yüklerde karbon kaynaklı emisyonları azalttığı fakat yüksek alev sıcaklığından dolayı NO_X emisyonlarını artırdığı görülmüştür. Mctaggart-Cowen [17] ve arkadaşların aynı motor ile yaptıkları bir diğer çalışmada yakıt kompozisyonun etkisini incelemişlerdir. Kullanılan yakıtın kompozisyonu doğalgaz üzerine değişik oranlarda azot, propan, etan ve hidrojen ilave edilerek düzenlenmiştir. İlave edilen yakıtlar motor performansında önemli oranda değişiklik yapmamıştır fakat emisyonlarda özellikle hidrokarbonlarda olumlu bir etki göstermişlerdir.

Gomes Antunes ve ark. [18] 3000 d/d devirde dönen ve 17:1 sıkıştırma oranına sahip tek silindirli bir motorda hidrojen yakıtı ile deneyler gerçekleştirmişlerdir. Hidrojen yakıtının maksimum 6 bar basınç ile emme manifolduna bir enjektör vasıtası ile enjekte edilerek yapılan deneylerde motor performansı ile NO_X emisyon oluşumunu incelemişlerdir. Çalışma esnasında ısıl verim, fren gücü, silindir basıncı gibi motor performans değerleri ile emisyon değerleri incelenmiştir. Yapılan çalışma sonunda konvansiyonel bir motora göre söz konusu hidrojen motorunda % 14 daha yüksek güç elde edilmiş ve söz konusu olan motorda % 28

olan yakıt veriminin hidrojen motorunda % 43 olduğu görülmüştür. Buna karşı NO_X emisyon değerlerinde % 20 artış olduğu tespit edilmiştir.

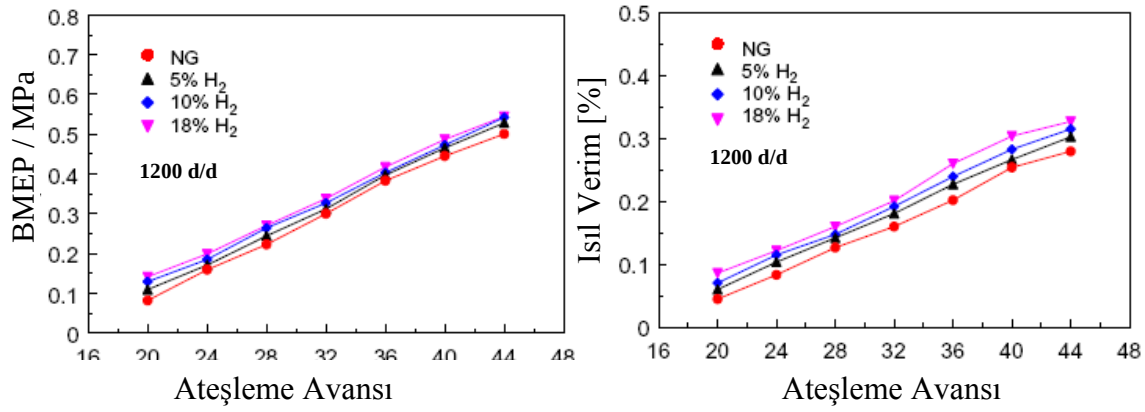
Saravanan ve ark. [19] ise, tek silindirli ve 16.5:1 sıkıştırma oranına sahip bir motorda hidrojen yakıtını hava giriş manifolduna enjekte ederek deneysel çalışmalar yapmışlardır. 1500 d/d motor devrinde gerçekleştirilen deneylerde hidrojen akışı saniyede $1.67*10^{-3}$ m^3 olarak sabit tutulmuş ve piston üst ölü noktaya gelmeden 23^0 krank mili açısından önce püskürtülmüştür. Hidrojen kullanılarak yapılan çalışmanın sonunda ısıl veriminin yani toplam verimin % 29.4 olduğu ve avansa bağlı olarak NO_X hariç diğer emisyonlarda azalmalar olduğu görülmüştür.

1.1.2. Doğalgaz ve Hidrojen Oranlarının Değişimi

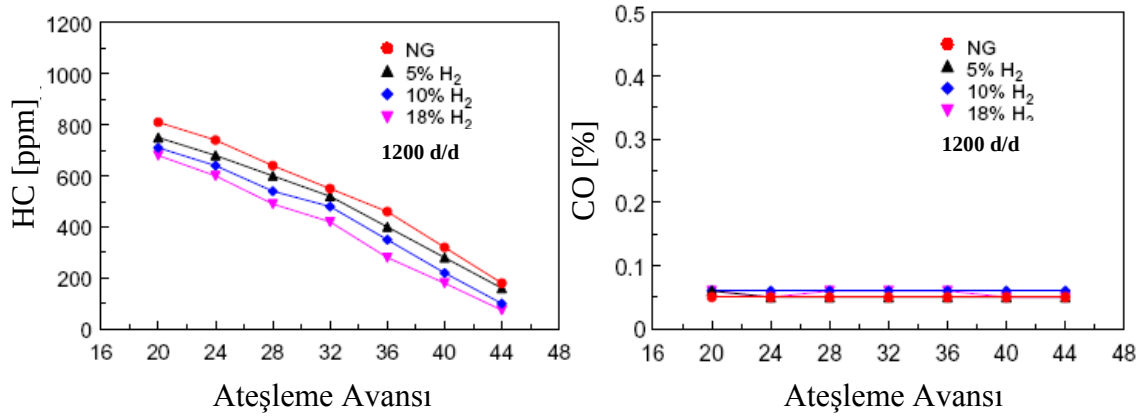
Doğalgaz ve hidrojenin avantajlı özelliklerini bir arada barındıran ve günümüz konvansiyonel motorlar için bir alternatif yakıt olarak düşünülen HCNG'nin karışım değerleri değiştirilerek motor performans ve emisyonları üzerine etkileri araştırılmaktadır. Bu çalışmaların birinde Kahraman ve arkadaşları [20], dört silindirli, 10:1 sıkıştırma oranına sahip, buji ateşlemeli bir motorda doğalgaz-hidrojen karışımı kullanarak motor performans ve emisyonlarını araştırmışlardır. Farklı devirlerde (1500, 2000, 2500 ve 3000 d/d) ve farklı hava fazlalık katsayılarında (0.95-1.35) yaptıkları çalışmada değişik oranlarda doğalgaz ve hidrojen karıştırarak (% 100 CH_4, % 10 H_2 +% 90 CH_4, % 20 H_2 + % 80 CH_4 ve % 30 H_2 + % 70 CH_4) emisyonları ve silindir basınçlarını incelemişlerdir. Yapılan çalışma sonunda doğalgaz içerisinde hidrojen konsantrasyonunun artması ile pik basıncı piston üst ölü noktaya yaklaşırken maksimum değere ulaştığı, CO_2, CO ve HC emisyonlarının azaldığı ve ısıl verimin artığı tespit edilmiştir. Ayrıca devir ve hava fazlalık katsayısı arttıkça CO emisyonunun ve maksimum pik basıncının azaldığı tespit edilmiştir. Son olarak, çalışma koşulları sabit tutularak motor performans ve emisyon değerlerini sayısal modelleme ile incelemişlerdir ve sayısal modellemeden elde edilen sonuçları deneysel sonuçlar ile karşılaştırmışlardır.

HCNG'nin yakıt olarak kullanıldığı diğer bir çalışmada ise; Huang ve arkadaşları [21], sıkıştırma oranı 8:1 olan, tek silindirli ve buji ateşlemeli bir motorda HCNG'nin yanma karakteristiklerini ateşleme zamanına bağlı olarak incelemişlerdir. Belirli ateşleme zamanlaması için, hidrojen oranının artması ile fren ortalama efektif basıncının ve efektif ısıl verimin arttığı, yanma sürelerinin azaldığı gözlenmiştir. Ayrıca HC'nun azaldığı ve NO_X konsantrasyonun arttığı tespit edilmiştir. Bunun yanında silindir içerisine püskürtülen yakıtın

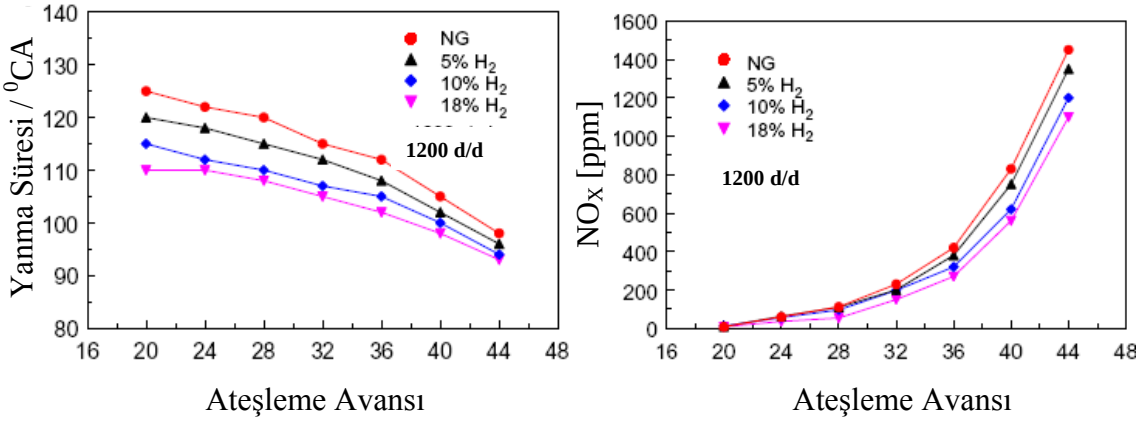
oluşturduğu yüksek türbülans ve güçlü karışımın; enjeksiyon sonu ile ateşleme başlangıcı arasındaki zaman dilimini ve yanma sürelerini azalttığı, yanma oranını artırdığı, fren ortalama efektif basıncı ve ısıl verimi artırdığı gözlenmiştir. Elde edilen bu sonuçlar Şekil 1.4-1.6'da verilmektedir.



Şekil 1.4. Farklı ateşleme zamanlarında hidrojen ilavesinin motor gücüne ve ısıl verime etkisi [21].



Şekil 1.5. Farklı ateşleme zamanlarında hidrojen ilavesinin HC ve CO emisyonlarına etkisi [21].

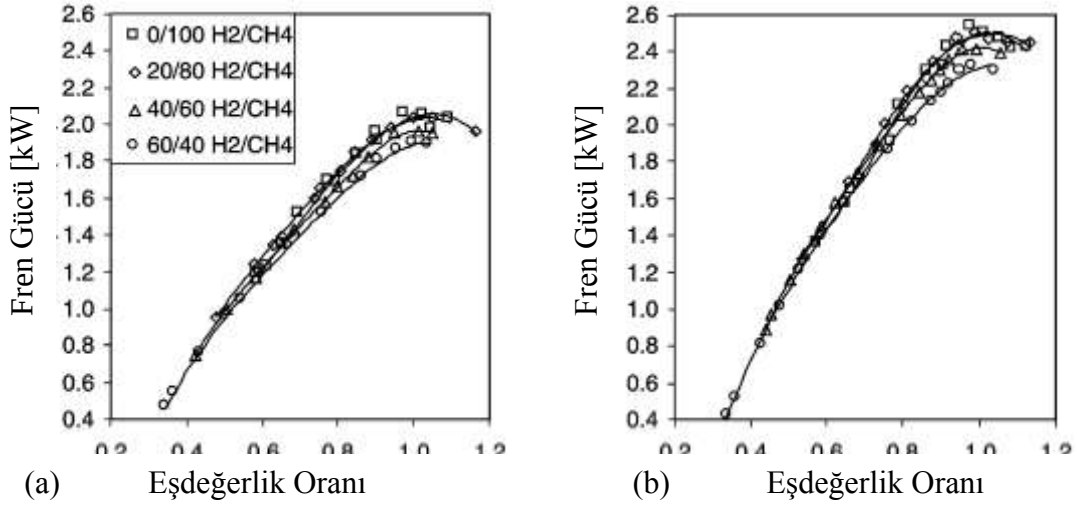


Şekil 1.6. Farklı ateşleme zamanlarında hidrojen ilavesinin yanma süresine ve NO_X emisyonlarına etkisi [21].

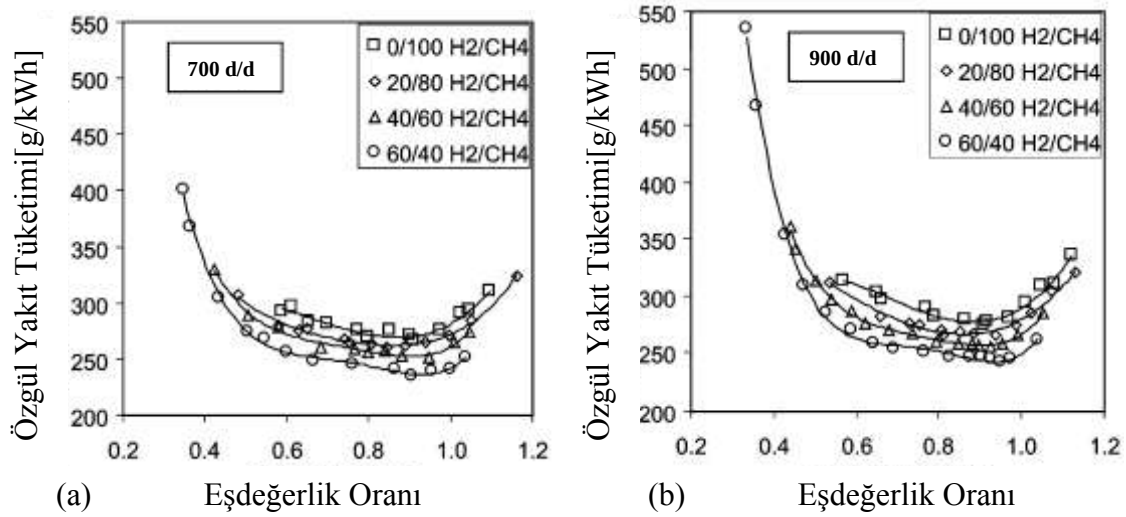
Düşük sıkıştırma oranına sahip buji ateşlemeli motorlarda yapılan çalışmalardan bir diğerinde Bysveen [22], üç silindirli, 11:1 sıkıştırma oranına sahip bir buji ateşlemeli motorda doğalgaz ve hidrojen karışımını kullanarak motor performansını ve emisyonları incelemiştir. Deneysel çalışmada iki farklı yakıt karışımı (sıkıştırılmış doğalgaz ve % 29 hidrojen ilave edilen sıkıştırılmış doğalgaz) kullanılmıştır. Çalışmalar 1300, 1500, 1800 ve 2200 d/d motor devirlerinde, λ=1.1 ile λ=2.0 arası hava fazlalık katsayılarında ve tam yükte yapılmıştır. Toplam emisyonlar dikkate alındığında doğalgaz içerisine hidrojen ilavesinin olumlu etki yaptığı görülmüştür. Ayrıca doğalgaz içerisine hidrojen ilavesinin motor gücünü ve ısıl verimi artırdığı tespit edilmiştir.

13.5:1 sıkıştırma oranına sahip 4 silindirli normal emişli ve 2.0 L silimdir hacimli bir motorda Thurnheer ve arkadaşları [23] benzin, metan ve % 5, % 10 ve % 15 hidrojen ilave edilmiş metan karışımları kullanarak ısı salınımları ve kayıpları incelemişlerdir. Stokiometrik şartlarda yapılan deneyler 2000 d/d motor devrinde ve sabit 2 bar fren indüke efektif basınç değerinde gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar analiz edildiğinde hidrojen ilavesiyle maksimum torkun elde edildiği ateşleme avansının üst ölü noktaya yaklaştığı görülmüştür. Saf metan ile % 15 H_2 katkılı metan arasında 4.5^0 avans farkı oluştuğu görülmüştür. Ayrıca hidrojen ilavesinin yanma süresini önemli ölçüde kısalttığı izlenmiştir. % 15 H_2 katkılı metanın yanma süresi saf metana göre % 15 azalmıştır. Benzinin yanma süresi ise metana göre % 10 uzamıştır. Son olarak, metan ile benzinin yakıt dönüşüm verimleri neredeyse aynı çıkarken hidrojen ilavesinin yakıt dönüşüm verimini artırdığı tespit edilmiştir.

Bauer ve Forest [24] sıkıştırma oranı 8.5 olan bir buji ateşlemeli motorda hidrojen oranları değiştirilen HCNG yakıtı kullanarak motor performans ve emisyon parametrelerini incelemişlerdir. Maksimum motor gücünün elde edildiği ateşleme avansları kullanılarak yapılan deneyler (a) ve 900 d/d (b) motor devir sayılarında ve değişik yüklerde gerçekleştirilmiştir. Deneylerde yakıt olarak saf metan, % 20, % 40 ve % 60 hidrojen ilaveli metan yakıtları kullanılmıştır.

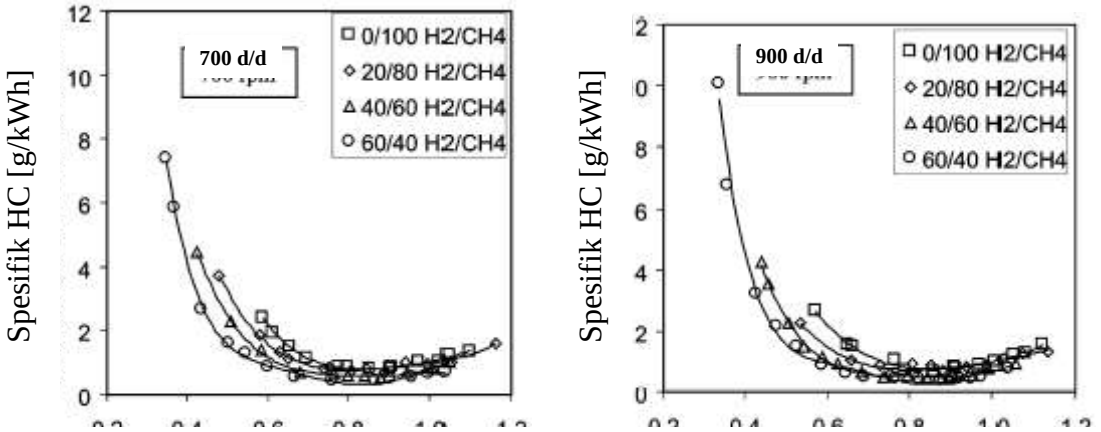


Şekil 1.7. Farklı hava-yakıt oranlarında hidrojen ilavesinin motor fren gücüne etkisi [24].

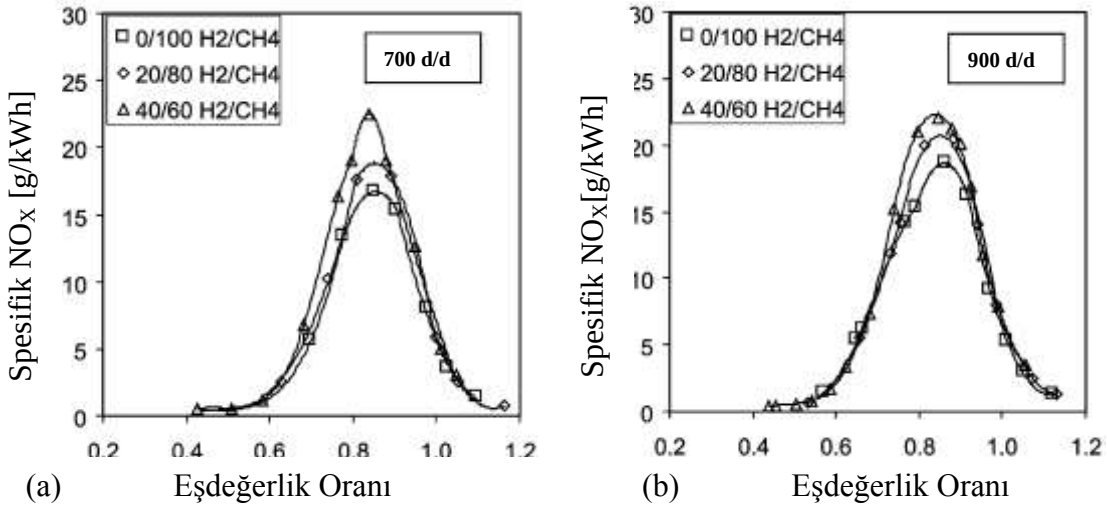


Şekil 1.8. Farklı hava-yakıt oranlarında hidrojen ilavesinin özgül yakıt tüketimine etkisi [24].

Şekil 1.7-1.10'da verilen ve 700 d/d (a) ve 900 d/d (b) motor devir sayılarında gerçekleştirilen deneylerin sonuçları incelendiğinde metan üzerine hidrojen ilavesinin fren motor gücünde % 8'lere varan ve fren özgül yakıt tüketiminde % 14'lere varan azalmalar oluşturduğu görülebilmektedir. Emisyonlar incelendiğinde CO_2'de % 26 ve CO'da % 40'lara varan azalmalar tespit edilirken NO_X emisyonlarında ise % 30'lara varan artışlar ölçülmüştür. Ayrıca motor devrindeki değişimim hava fazlalık katsayısı ve hidrojen ilavesi kadar etki göstermediği görülmüştür.



Şekil 1.9. Farklı hava-yakıt oranlarında hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi [24].

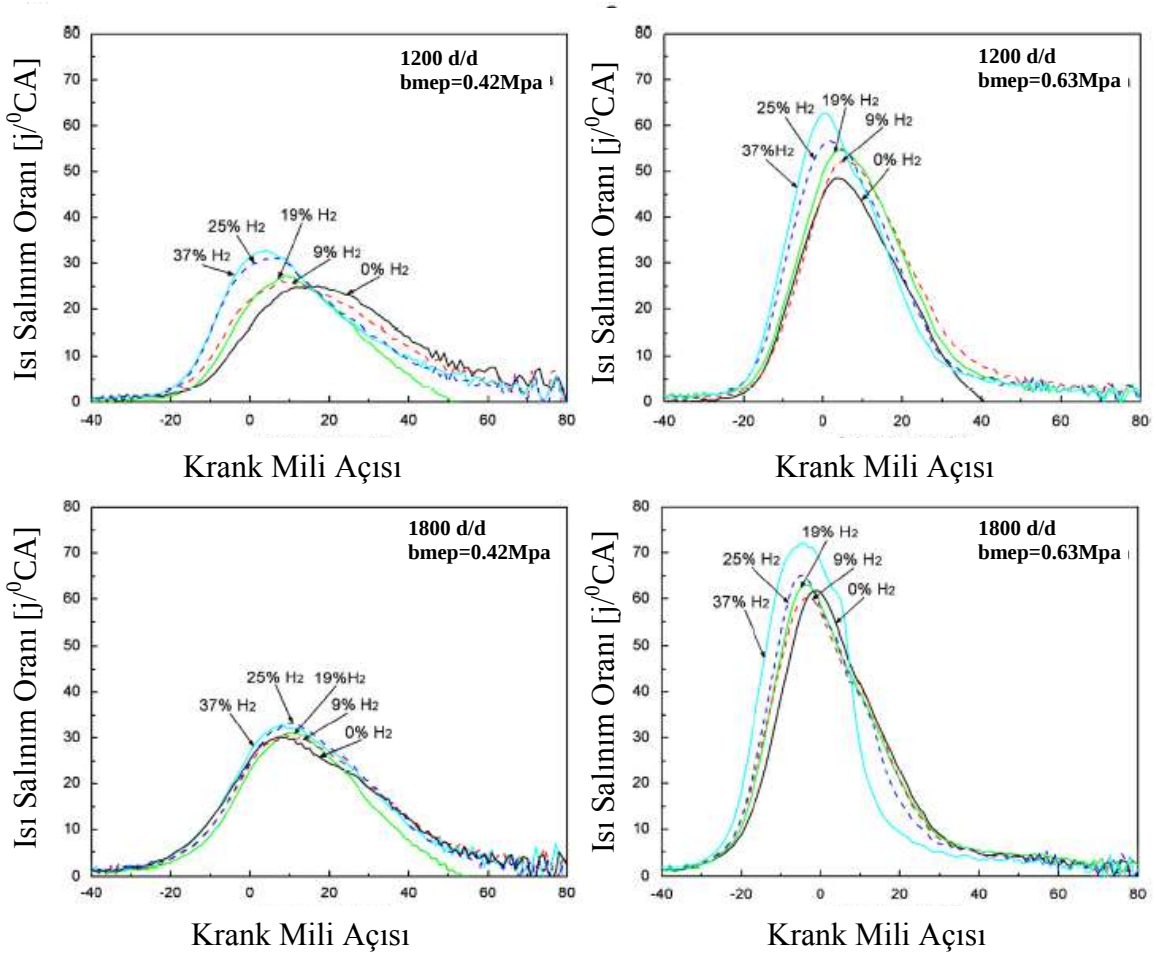


Şekil 1.10. Farklı hava-yakıt oranlarında hidrojen ilavesinin NO_X değerlerine etkisi [24].

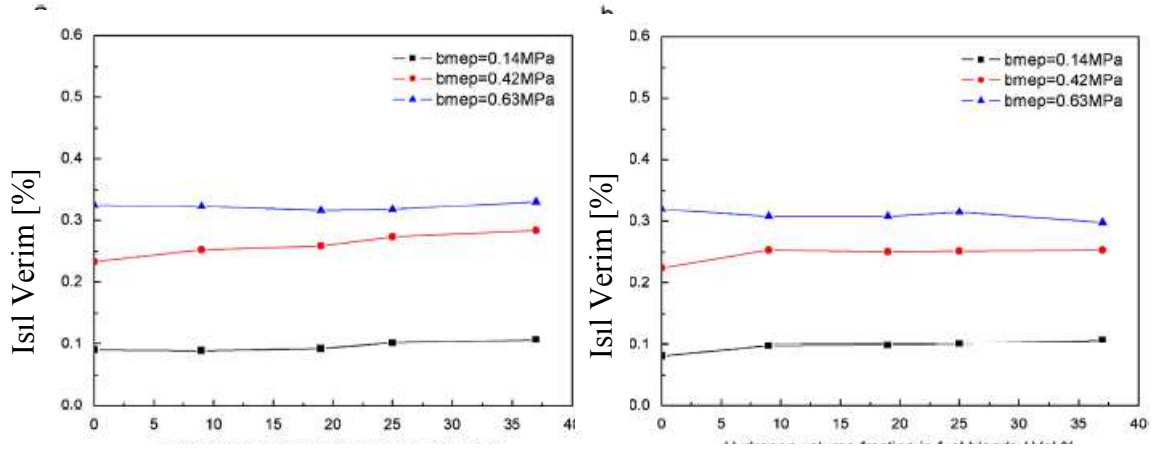
Bade Shresta ve Karim yaptıkları sayısal çalışmada [12] % 0 ile % 90 arasında değişen oranlarda metan ve hidrojen karışımlarını kullanarak farklı sıkıştırma oranlarına sahip buji

ateşlemeli bir motorda performans değerlerini giriş sıcaklığı ve hava/yakıt oranına bağlı olarak analiz etmişlerdir. Sayısal modelleme sonunda verimin en iyi % 20 hidrojen ilaveli metan karışımında elde edildiği görülmüştür. Daha yüksek oranlarda ise ısıl değerin azalmasından dolayı indüke çıkış gücünde düşmeler meydana gelmiştir.

Wang ve arkadaşlarının HCNG yakıtını kullanarak yaptıkları bir çalışmada [25] düşük yüklerde hidrojen ilavesinin ısıl verimi arttırdığı görülürken yüksek yüklerde bir miktar düşürdüğü görülmektedir. Ayrıca ısı salınım oranı eğrilerinin üst ölü noktaya yaklaştığı izlenmektedir. Son olarak Şekil 1.11-1.14'de görüldüğü gibi 1200 d/d (a) ve 1800 d/d (b) motor devir sayılarında yapılan deneyler sonucunda emisyonlar açısından hidrojen ilavesinin düşük yüklerde avantaj sağladığı fakat yüksek yüklerde avantajını yitirdiği görülmektedir.

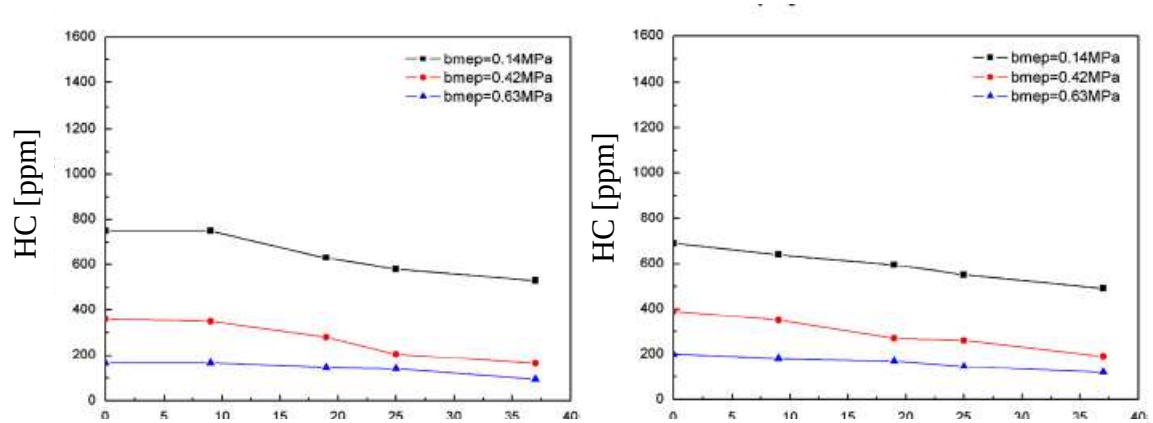


Şekil 1.11. Farklı güç değerlerinde hidrojen ilavesinin ısıl salınım oranına etkisi [25].



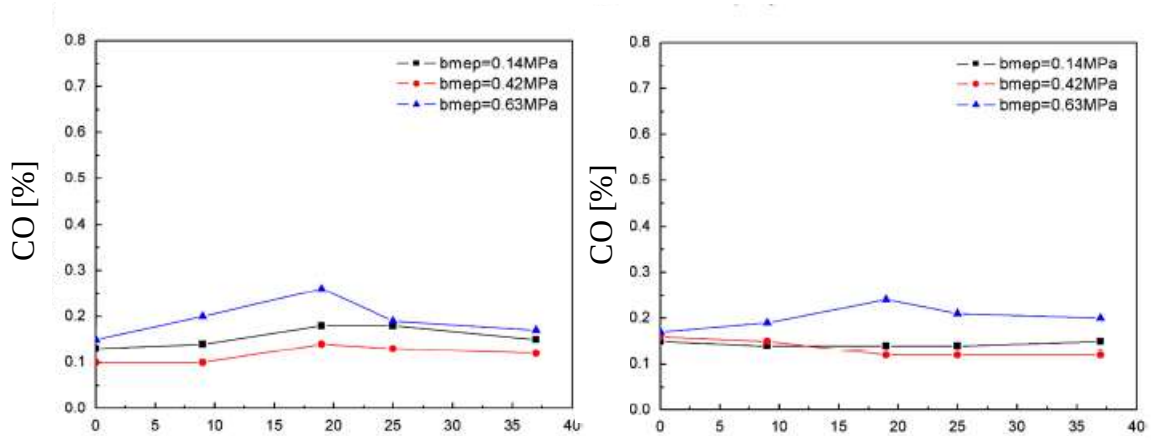
(a) Hidrojenin Hacimsel Oranı (b) Hidrojenin Hacimsel Oranı

Şekil 1.12. Farklı güç değerlerinde hidrojen ilavesinin ısıl verime etkisi [25].



(a) Hidrojenin Hacimsel Oranı (b) Hidrojenin Hacimsel Oranı

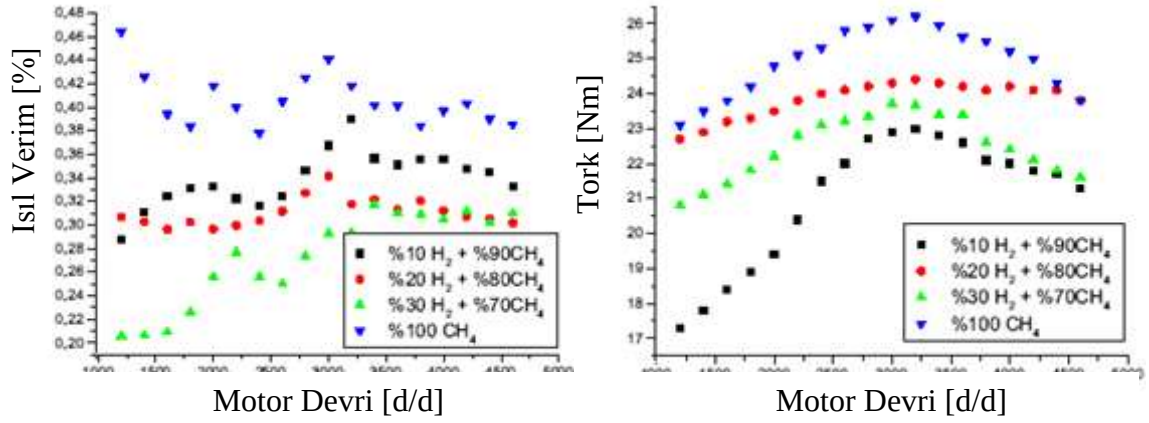
Şekil 1.13. Farklı güç değerlerinde hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi [25].



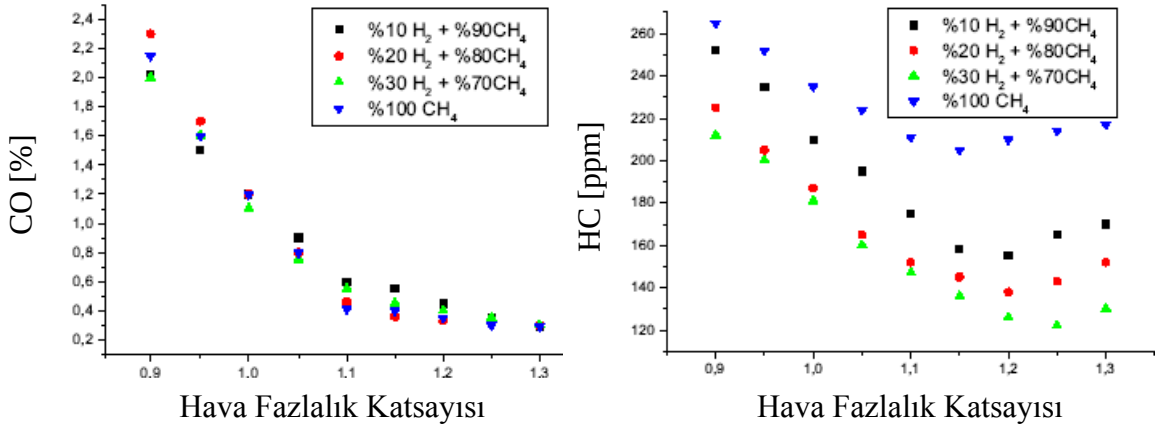
(a) Hidrojenin Hacimsel Oranı (b) Hidrojenin Hacimsel Oranı

Şekil 1.14. Farklı güç değerlerinde hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi [25].

Hidrojen doğalgaz karışımları ile yapılan diğer bir çalışmada Açıkgöz ve Çelik [26] iki silindirli 17:1 sıkıştırma oranına sahip bir buji ateşlemeli motorda hidrojen ilavesinin ısıl verimi azalttığını tespit etmişlerdir. Hidrojen ilavesi ile motorun torku ve ısıl verimi azalmaktadır. Ayrıca hidrojen ilavesi ile CO emisyonlarının değişmediği HC emisyonlarının azaldığı ve NO_X emisyonlarının arttığı tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlar Şekil 1.15-1.17'de verilmektedir.

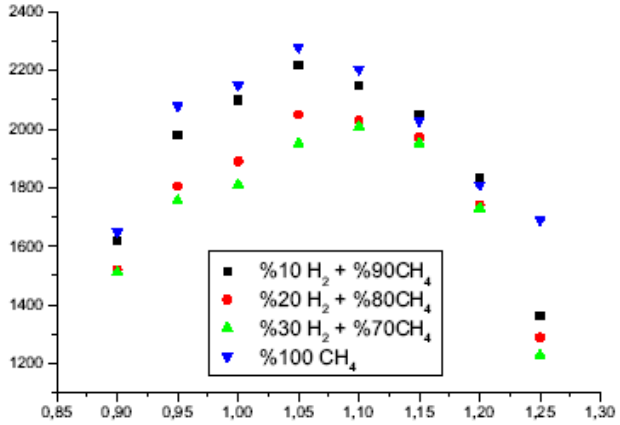


Şekil 1.15. Farklı motor devir sayılarında hidrojen ilavesinin ısıl verim ve torka etkisi [26].



Şekil 1.16. Farklı hava fazlalık katsayılarında hidrojen ilavesinin CO ve HC emisyonlarına etkisi [26].

NO_X [ppm]



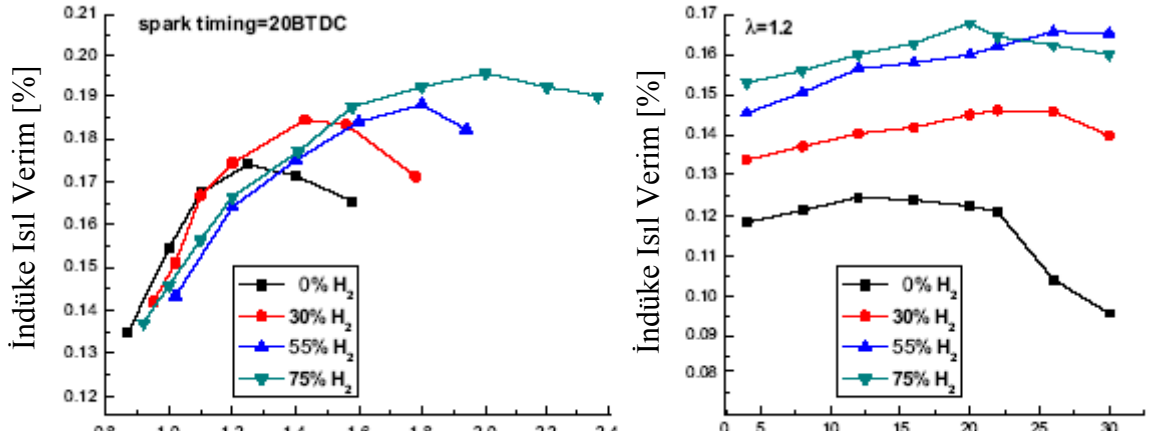
Şekil 1.17. Farklı hava fazlalık katsayılarında hidrojen ilavesinin NO_X emisyonlarına etkisi [26].

1.1.3. Ateşleme Avansının Değişimi

Son zamanlarda CNG ve HCNG yakıtları kullanılarak yapılan bazı çalışmalar motorların performans ve emisyon parametrelerinin iyileştirilmesi için en uygun ateşleme avansının tespitini amaçlamaktadır. Bu çalışmaların birinde Lim ve arkadaşları [27] 6 silindirli 11 L silindir hacmine sahip bir CNG motorunda HCNG yakıtının en önemli problemlerinden olan NO_X emisyonlarının azaltılmasının yöntemlerini araştırmışlardır. CNG ve % 30 hidrojen ilaveli CNG yakıtının kullanıldığı deneyler 10.5 ve 11.5 sıkıştırma oranlarında, 1.5 ile 1.8 hava fazlalık katsayısı aralığında ve tam yük koşullarında gerçekleştirilmiştir. Ayrıca ateşleme avansı 16^0 ile 48^0 KMA arasında 2^0 derece artırılarak ısıl verim, maksimum torkun elde edildiği ateşleme avansı, silindir içi basınç ve emisyon değerleri incelenmiştir. Sonuçta ateşleme avansının artması ile belirli bir dereceye kadar ısıl verimin ve silindir içi basınç değerlerinin arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca CNG ve hidrojen ilaveli yakıt karşılaştırıldığında, en yüksek maksimum tork avansı % 30 hidrojen ilaveli yakıtta elde edilmiştir. Bu yakıt ile yapılan deneyde sıkıştırma oranı 10.5'den 11.5'e artırılırken ısıl verimin % 2.1 arttığı CNG ve 10.5 sıkıştırma oranına göre ise % 3.4 yüksek olduğu tespit edilmiştir. Son olarak hava fazlalık katsayısının artması ile ısıl verim artarken silindir basıncı, maksimum tork avansı ve emisyon değerlerinin azaldığı görülmüştür.

Deng ve arkadaşları [28] ateşleme avansını 2^0'lik adımlarla artırdıkları çalışmada 6 silindirli, turboşarjlı ve 10:1 sıkıştırma oranına sahip CNG motorunda 20^0 sabit ateşleme avansında değişik oranlarda hidrojen içeren HCNG (% 0, % 30, % 55 ve % 75 H_2) yakıtı için ısıl verimi,

yanma sürelerini ve emisyonları incelemişlerdir. Deneysel çalışmalar ilk etapta sabit 800 d/d motor devrinde, rölanti şartlarında ve değişik hava fazlalık katsayılarında (0.8-2.4) yapılmıştır. Daha sonra aynı yakıtlar ve aynı devirde hava fazlalık katsayısını 1.2 sabit tutarak ateşleme avansını 5^0 ile 30^0 KMA arasında 2^0 derece adımlarla artırılarak motor performans ve parametrelerini incelemişlerdir. Ateşleme avansının değiştirilmesi ile elde edilen sonuçlar incelendiğinde ateşleme avansının artması ile yanmamış hidrokarbonların (UHC) arttığı fakat hidrojen ilavesi ile artışın sınırlandığı, CO emisyonları ve ısıl verimin belirli bir ateşleme avansına kadar arttığı daha sonra azaldığı ve NO_X emisyonlarının özellikle hidrojen ilavesi ile arttığı görülmüştür.



Şekil 1.18. Farklı hava fazlalık katsayılarında (a) ve ateşleme avanslarında (b) hidrojen ilavesinin indüke ısıl verime etkisi [28].

Ma ve arkadaşları [29] 6 silindirli buji ateşlemeli ve 10:1 sıkıştırma oranına sahip CNG motorunda sadece hidrojen yakıtı kullanılarak ateşleme avansının ve eşdeğerlilik oranının etkisini incelemişlerdir. 800 d/d motor devrinde gerçekleşen deneyler 0.4 ile 0.9 eşdeğerlilik oranları arasında ve 2^0'lik artışlarla 0^0 ile 20^0 ateşleme avanslarında gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar analiz edildiğinde eşdeğerlilik oranı arttıkça yani karışım zenginleştikçe maksimum fren torkunun elde edildiği uygun ateşleme değerinin arttığı izlenmiştir. İlave olarak, eşdeğerlilik oranının artması ile indüke ısıl veriminin azaldığı fakat NO_X değerlerinin arttığı görülmektedir. Ayrıca, sabit bir eşdeğerlilik oranında ateşleme avansının artırılması ile 0.4 ve 0.5 eşdeğerlilik oranları hariç diğer oranlarda NO_X emisyon değerleri artmaktadır. Son olarak maksimum basınç değerleri ve basınç artış oranları avans ve eşdeğerlilik oranı ile artarken COV_{imep} katsayısının azaldığı ve ısı salınım oranı ile basınç eğrilerinin üst ölü noktaya

yaklaştığı izlenmiştir. Aynı motor ile yapılan ve ateşleme avansının motor performansı üzerine etkilerinin araştırıldığı diğer bir çalışmada He ve arkadaşları [30] CNG ve % 55 hidrojen ilaveli CNG yakıtı kullanarak 1.1 ve 1.2 hava fazlalık katsayılarında ve rolanti koşularında motor performansını ve emisyonlarını incelemişlerdir. 700, 750 ve 800 d/d motor devir sayılarında gerçekleştirilen deneylerde ısıl verim, yanma fazları, COV_{imep} değişimi ve emisyonlar incelenmiştir. Sabit bir hava fazlalık katsayısında ateşleme avansının azalması yani ateşleme avansının üst ölü noktaya yaklaşması ile silindir sıcaklığının ve dolayısıyla NO_X emisyonlarının azaldığı fakat COV_{imep} değerinin arttığı vurgulanmıştır. Ayrıca avansın azalmasıyla egzoz manifoldunda CO ve HC'nun oksidasyonu sonucu bu emisyonlarında azaldığı belirtilmiştir. Son olarak yüksek oranda hidrojen ilavesinin indüke ısıl verimi artırdığı ve yakıt tüketimi ile emisyonları azalttığı ve bunun düşük motor devri, fakir karışım ve avansın üst ölü noktaya yaklaşmasından kaynaklanabileceği belirtilmiştir.

Ateşleme avansının değiştirilmesi ile yapılan diğer bir çalışmada Park ve arkadaşları [31] 10.5 sıkıştırma oranına sahip ve 11 L silindir hacmi olan buji ateşlemeli bir motorda CNG ve % 30 hidrojen ilaveli CNG yakıtları kullanarak motor emisyonlarını azaltma yöntemlerini irdelemişlerdir. Fakir karışım şartlarında (λ=1.6-1.7) yapılan deneyler 1260, 1700 ve 2200 d/d motor devir sayılarında gerçekleştirilmiştir. Deneylerden elde edilen sonuçlar özetlenmek gerekirse; hidrojen ilaveli yakıt ile alevlenme limitlerinin geliştirildiği ve ısıl verimin düşük yüklerde ortalama % 0.74 yüksek yüklerde ise ortalama % 0.3-0.4 arttığı görülmüştür. CNG yakıtının kullanımında ısıl verim % 2-4 düşerken ateşleme zamanının geciktirilmesi ve zengin karışım şartlarında NO_X emisyon değerinin Euro-VI standartlarına (3.5 g/kWh) yaklaştığı tespit edilmiştir. Deneylerde kullanılan ateşleme zamanının geciktirilmesi ve zengin karışım yöntemleri her ne kadar NO_X emisyonlarında azalmaya sebep olsa da CO ve HC emisyonlarının hedeflenen değerlerden uzak kalmasını engelleyememiştir.

1.1.4. Yakıtın Zenginleştirilmesi

CNG ve HCNG yakıtlarının içten yanmalı motorlarda kullanımının bir diğer yönteminde motorin veya benzin yakıtları zenginleştirilerek motor performans ve emisyon parametrelerinin iyileştirilmesi amaçlanmaktadır. Bu çalışmaların birinde Papagiannakis ve arkadaşları [32], sıkıştırma ateşlemeli tek silindirli, hava soğutmalı, yüksek devirli bir motorda motorin ve motorin-doğalgaz karışımı (doğalgaz konsantrasyonu % 0-90 arasında değişen değerlerde) yakıtları kullanarak motor performansını ve emisyonları deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada motorin yakıtı üzerine doğalgaz ilavesinin ateşleme

gecikmelerini uzattığını, pik basıncın azaldığını, toplam fren spesifik yakıt tüketiminin arttığını, kısmi yükün arttığını, NO_X emisyonlarının azaldığını, duman emisyonlarının ciddi bir şekilde azaldığını ve CO ile HC emisyonlarının arttığını gözlemişlerdir.

Saravanan ve ark. [33], aynı deney düzeneği ile yaptıkları bir başka çalışmada yanma için kullanılan havaya hidrojen yakıtı ilave ederek farklı oranlarda (% 10 - % 90) hidrojenle zenginleştirilmiş motorin yanmasını incelemişlerdir. İnceleme sonunda hidrojenle zenginleştirilmiş motorin yanmasının sadece motorin yanmasına göre daha az kirlilik oluşturduğu ve motordan daha iyi performans alındığını tespit etmişlerdir.

Bari ve Mohammad Esmaeil [34] 4 silindirli, direk enjeksiyonlu, su soğutmalı, 17.9 sıkıştırma oranına sahip ve maksimum 1500 d/d devirde dönen tek silindirli bir dizel motorda hava içerisine değişik oranlarda H_2/O_2 ilave ederek motorun ısıl verimindeki değişimleri ve emisyonları incelemişlerdir. Çalışma sonunda hidrojen ilavesi ile ısıl verimin arttığı ve NO_X haricinde diğer emisyonların (CO ve HC) azaldığını tespit etmişlerdir.

Diğer bir yakıt zenginleştirme çalışmasında Liew ve ark. [35], 370 HP gücünde, 6 silindirli, turboşarjlı ve 550 HP'lik dinamometreye bağlanmış Cummins 15M370 model motorda hidrojen ilavesinin yanma prosesine etkisini incelemişlerdir. Düşük yüklerde hidrojen ilavesinin az olmasından dolayı yanma prosesine ve silindir basıncına az etki yaptığı gözlenmiştir. Fakat yüksek güçlerde hidrojen ilavesinin artması ile ısı salınım oranının ve silindir basıncının arttığı görülmüştür. Yüksek yüklerde motorin ile motorin-hidrojen karışımının yanma prosesleri karşılaştırıldığında, motorinde iki kademe karışımda ise üç kademe yanma prosesi gözlenmiştir. Çok yüksek ısı salınımlı motorin difüzyon yanma ve türbülanslı alevler tarafından tüketilen ön karışımlı hidrojen yanma kombinasyonu hidrojen-motorin yakıtlarında bir arada görülmüştür. Düşük yüklerde ise hidrojen ilavesinin iki kademeli ısı yayılım prosesini değiştirmediği görülmüştür. Hidrojen ilavesi ile yapılan bir diğer çalışmada Saravanan ve Nagarajan [36] yüksek sıkıştırma oranına sahip dizel motorda emme manifolduna hidrojen enjekte ederek enjeksiyon zamanının motor performansı ve emisyonların üzerine etkisini incelemişlerdir. Deney sonuçlarında hidrojen ve motorin kullanılan çift yakıtın ısıl verimi motorin yakıta göre % 15 geliştirdiği görülmüştür. Ayrıca çift yakıt ile NO_X emisyonları % 1-2 artarken diğer HC ve CO gibi zararlı atıkların azaldığı izlenmiştir.

1.2. Hidrojenin Yanma Prosesi

Hidrojen yanması temelde hidrokarbon yakıtların yanmasından farklıdır. Benzinli veya dizel motorlarda yanma için gerekli hava içerisindeki yakıtın hacimsel oranı çok düşük bir aralıkta değişirken hidrojen yanmasında bu oran % 4 ile 75 gibi geniş bir aralıkta değişmektedir. Ayrıca hidrojen teorik olarak 0,1 ile 7,1 eşdeğerlik oranları arasında sorun çıkarmadan yanabilmektedir [37]. Hidrojen içerisinde karbon barındırmadığından çok temiz bir enerji kaynağı olup yanma sonucunda su ve enerji açığa çıkmaktadır. Hidrojenin yanma denklemi eşitlik 1.1'de verilmektedir.

$$H_2 + \frac{1}{2}(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow H_2O + \frac{3.76}{2}N_2 + Enerji \quad (1.1)$$

Hidrojen-hava karışımının tutuşması için gerekli olan enerji sadece 0,02 mJ'dür. Bu sebepten fakir karışımlı yanmalar için idealdir. Fakat bu özelliği önemli bir dezavantaj oluşturmaktadır. Hidrojenin tutuşması için gerekli olan düşük enerjiden dolayı karışım silindir içerisinde sıcak bir nokta ile temas ettiğinde hemen tutuşmaktadır. Böylece erken tutuşmadan dolayı vuruntular meydana gelebilmektedir. Silindir içerisinde bulunan bu sıcak noktalardan kaçınılarak geri tepmeler engellenebilmektedir [38, 39]. Hidrojenin diğer bir dezavantajı ise düşük enerji yoğunluğuna sahip olmasıdır. Ayrıca hidrojen yanması ile istenmeyen NO_X emisyonlarının oluşumu diğer yakıtlara göre daha fazladır.

Hidrojenin yoğunluğu 0,084 kg/m^3 olduğundan hava içerisinde çok hızlı yayılmaktadır. Hidrojen bütün yakıtlar içerisinde enerji/ağırlık oranı en yüksek olan yakıttır. Ayrıca hidrojenin alev hızı 270 cm/s'dir ki silindir içerisinde hızla yayılmaktadır.

Son olarak motorlarda kullanılan sıvı yakıtların kendi kendine tutuşma sıcaklığı maksimum 650 K civarında iken hidrojenin kendine tutuşma sıcaklığı 858 K'dır. Bu sebepten içten yanmalı motorlarda hidrojen geniş sıkıştırma oranlarında kullanılabilmektedir [40].

Hidrojen ve doğalgaz yakıtların kimyasal ve fiziksel özellikleri Tablo 1.1'de verilmektedir.

Tablo 1.1. Hidrojen ve doğalgaz yakıtların kimyasal ve fiziksel özellikleri.

Özellikler	**Hidrojen**	**Doğalgaz**
Yoğunluk (kg/m^3)	0.084	0.748
Kendi kendine tutuşma sıcaklığı (K)	858	813
Alev sıcaklığı (K)	2400	2320

Minimum tutuşma enerjisi (MJ)	0.02	0.29
Maksimum laminer alev hızı (cm/sn)	270	38
Hava içerisindeki difüzyon (cm^2/sn)	0,63	0.16
Alt ısıl değeri (MJ/kg)	120.21	46.81
Stokiometrik hava/yakıt oranı	34,32	16.64
Hava içerisinde alevlenme oranları (%)	4-75	5-15

1.3. Doğalgazın Yanma Prosesi

Doğalgaz, metan, etan, propan, bütan, azot, pentan, hekzan ve az miktarda karbondioksit gazlarının bileşiminden oluşan, renksiz, kokusuz, havadan hafif olan yanıcı bir gazdır. Bileşenleri çıkarılma bölgelerine göre değişen doğalgazın büyük bölümü metan (CH_4) gazından oluşmaktadır. Deneyler esnasında kullanılan doğalgazın bileşenleri ve hacimsel oranları Tablo 1.2'de verilmektedir.

Doğalgazı içerisindeki bileşenler dikkate alınarak oluşturulan tam yanma reaksiyonu eşitlik 1.2'de verilmektedir.

$$\frac{91.18}{100}CH_4+\frac{3.02}{100}C_2H_6+\frac{1.45}{100}C_3H_8+\frac{0.59}{100}C_4H_{10}+\frac{0.09}{100}C_5H_{12}+\frac{0.07}{100}C_6H_{14}+\frac{2.98}{100}N_2+\frac{0.62}{100}CO_2$$

+

$$2.054(O_2+3.76N_2)\rightarrow 1.054CO_2+2.012H_2O+7.753N_2+Enerji \quad (1.2)$$

Eşitlik 1.2'de verilen tam yanma denklemi kullanılarak doğalgaz yanması için stokiometrik hava yakıt oranının 16.64 olduğu eşitlik 1.3 ve 1.4 ile tespit edilebilir.

$$(H/Y)_S=\frac{[Havanın\quad Kütlesi]}{[Yakıtın\quad Kütlesi]} \quad (1.3)$$

$$(H/Y)_S=\frac{2.054*[32+(3.76*28.01)]}{[(\frac{91.18}{100}*16.04)+(\frac{3.02}{100}*30.07)+(\frac{1.45}{100}*44.1)+(\frac{0.59}{100}*58.122)+(\frac{0.09}{100}*72.15)+(\frac{0.07}{100}*86.175)]}=16.64 \quad (1.4)$$

Tablo 1.2. Deneylerde kullanılan doğalgazın bileşenleri ve hacimsel oranları [43].

Bileşen	**Kimyasal Formül**	**Oranlar (%)**
Metan	CH_4	91.18
Etan	C_2H_6	3.02
Propan	C_3H_8	1.45
Bütan	C_4H_{10}	0.59
Pentan	C_5H_{12}	0.09
Hekzan	C_6H_{14}	0.07
Azot	N_2	2.98
Karbondioksit	CO_2	0.62

Doğalgazın en önemli özellikleri arasında yüksek ısıl değere sahip olmasıdır. Isıl değerinin yüksek olması motorlarda ısıl verimi artırıcı ve özgül yakıt tüketimini azaltıcı bir etki yapar [9].

Doğalgazın diğer bir özelliği yüksek oktan sayısına sahip olmasıdır (yaklaşık 130). Yüksek oktan sayısı vuruntuya karşı direnci artırdığı için daha yüksek sıkıştırma oranına sahip motorlarda kullanılmasına olanak verir [44]. Yüksek sıkıştırma oranına sahip motorlarda kullanılan doğalgaz vuruntu oluşturmadan motor performansını artırmaktadır. Vuruntuyu engelleyen diğer bir özelliği de yüksek kendi kendine ateşleme sıcaklığıdır [15]. Kendi kendine tutuşma sıcaklığının yüksek olması sıkıştırma oranının artırılmasını sağladığından diğer gaz yakıtlara göre avantaj sağlar [42]. Ayrıca bu özelliklerden dolayı motorlara aşırı doldurmaya imkân sağlamaktadır.

Yanma sonucu oluşan emisyonlar açısından doğalgaz, benzin ve motorine göre belirgin bir üstünlük gösterir [17, 44]. Ayrıca içeriğinde kükürt gibi katkı maddeleri olmadığından ekolojik dengeyi tehdit eden ve egzoz sistemine zarar veren asit bileşenleri oluşmamakta dolayısıyla bakım maliyetlerini önemli oranda azaltmaktadır [42].

Doğalgaz dizel motorlarda iki şekilde kullanılmaktadır. Birincisi, bazı çalışmalarda [45, 46] olduğu gibi motorun sıkıştırma oranının düşürülmesi için pistonlar modifiye edilir. Daha sonra doğalgaz enjektörle silindir içerisine veya emme manifolduna verilir. Ayrıca motora ateşleme sistemi ilave edilerek dizel motorda doğalgaz kullanılmaktadır. Diğer yöntem ise [32, 47] numaralı çalışmalarda olduğu gibi doğalgaz manifold üzerinden hava içerisine veya enjektörle direk silindirlere verilerek motorin ile birlikte yakılmaktadır. Bu yöntemin avantajı gerektiğinde yalnızca motorin kullanılabilmektedir.

Doğalgaz dizel motorlarda kullanılabildiği gibi buji ateşlemeli motorlarda da yaygın olarak kullanılır. Fakat alev hızının düşük olması ve fakir karışımda yanma kabiliyetinin yeterli olmaması buji ateşlemeli motorlar için bir dezavantaj oluşturur. Bu olumsuz özelliklerden dolayı özellikle yüksek hava yakıt oranlarında motor çıkış gücünü azaltır ve özgül yakıt tüketimini artırır. Bu sebepten CNG stokiometrik şartlarda daha verimlidir [21].

1.4. Doğalgaz – Hidrojen Karışımlarının Yanma Prosesi

Konvansiyonel motorlar için alternatif yakıt olarak düşünülen doğalgaz hidrojen karışımları (HCNG) doğalgaz ve hidrojenin üstün özelliklerinin bir araya getirilmesi amacıyla oluşturulan karışımlardır. Doğalgazın en önemli özellikleri arasında yüksek ısıl değer ve yüksek oktan sayısı bulunmaktadır. Bu iki özellik motorun ısıl verimini artırıcı etki göstermektedir. Diğer yandan düşük alev hızı ve fakir karışım yanma kabiliyetinin gelişmemiş olması doğalgazın en önemli dezavantajları arasındadır. Karışımın diğer bileşeni olan hidrojenin en önemli özellikleri arasında yüksek alev sıcaklığı ve yüksek alev hızı bulunmaktadır. Bunun yanı sıra düşük enerji yoğunluğu ve düşük tutuşma enerjisi gibi özellikleri ısıl verim ve vuruntu açısından hidrojenin en önemli zayıflıkları olarak sıralanabilir.

CNG'nin ana bileşeni olan metan tetrohedral molekül yapısına sahiptir (yani yüksek C-H bağlanma enerjisi). Bu sebepten doğalgaz fakir karışımlarda tutuşmasını zorlaştıran yüksek kendi kendine tutuşma sıcaklığı ve düşük alev hızı gibi özelliklere sahiptir. [48] Ayrıca doğalgaz silindir içerisine alınırken sürtünmelerden dolayı volümetrik verim düşecektir. Yüksek alev hızına sahip hidrojenin doğalgaz içerisine ilavesiyle bu problem giderilebilir [21, 49].

Ayrıca hidrojen ilavesi karışımın alev hızını artırmak suretiyle fakir karışım yanma kapasitesini geliştirirken yanma bölgesi sıcaklığını artırmaktadır. Bunun sonucunda ise CO, HC ve CO_2 emisyonları azaltmaktadır. Fakat alev sıcaklığının fazla olması ve alevin hızla yayılması karışımın daha uzun süre sıcak bölgede kalmasına ve NO_X emisyonlarının artmasına sebep olmaktadır [21].

Hidrojen ilavesinin bir diğer avantajı da H/C oranını artırmasıdır. H/C oranının artması hem ısıl verimi artırmakta hem de karbon kaynaklı emisyonları azaltmaktadır [21].

Karışım içerisinde yer alan hidrojen doğalgaza göre çok hızlı yandığından fakir karışımlarda yanma stabilizesini artırmaktadır. Ayrıca hidrojen ilavesi dolguyu seyrelttiğinden yanma

stabilizesini geliştirmektedir [50]. Hidrojenin sahip olduğu yüksek alev hızı yanmış kütle oranını geliştirmekte ve böylece yanma bölgesinin sıcaklığı ve NO_X emisyonları artmaktadır [51].

Bunun yanı sıra hidrojenin düşük enerji yoğunluğa sahip olmasından dolayı hidrojenin aşırı ilavesi HCNG yakıtının hacimsel enerji yoğunluğunu azaltmaktadır [52]. Hidrojenin fazla ilavesi ile görülebilecek diğer bir olumsuzluk da yanma esnasında erken ateşleme, geri tepme ve vuruntu gibi istenmeyen olayların meydana gelmesidir [51].

Hidrojen ile zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtının gerek oktan sayısının yüksek olması gerekse alevlenme limitlerinin geniş olması yakıtın konvansiyonel motorlarda kullanımını kolaylaştırmaktadır. Hidrojene nazaran daha fazla enerji depolanmasını sağlamaktadır [52, 53].

Doğalgaz ve hidrojenin sahip oldukları özellikler harmanlanarak HCNG ile içten yanmalı motorlar için bir alternatif yakıt oluşturulmaktadır. Mevcut proje çalışmasının yapılması için kullanılan doğalgaz, hidrojen ve karışımlarının yoğunluk, ısıl değer ve alev hızı gibi temel özellikleri ile kütlesel hidrojen oranları Tablo 1.3'de verilmektedir. Ayrıca, hidrojen ilave edilmiş doğalgazın hava ile oluşturduğu tam yanma denklemi eşitlik 1.5'de verilmektedir.

Tablo 1.3. Deneylerde kullanılan doğalgaz hidrojen karışımlarının özellikleri.

Özellikler	**CNG**	**HCNG 5**	**HCNG 10**	**HCNG 20**	**H_2**
% H_2 [hacimsel]	0	5	10	20	100
% H_2 [kütlesel]	0	0.583	1.224	2.712	100
Yoğunluk [kg/m^3]	0.748	0.715	0.682	0.615	0.084
LHV [Mj/kg]	46.81	47.24	47.71	48.80	120.21
LHV [Mj/m^3]	35.016	33.805	32.594	30.173	10.8
Stokiometrik H/Y	16.64	16.74	16.86	17.12	34.32
1 atm'de alev hızı [cm/s]	40*	48*	56*	72*	270 **

* [54], ** [55]

Deneylerde kullanılan HCNG karışımının çoğunluğu metan gazı olduğundan yanma denklemi metanın kimyasal formülü kullanılarak eşitlik 1.5'deki gibi yazılabilir [56].

$$aCH_4 + (1-a)H_2 + (\frac{3a+1}{2})(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow aCO_2 + (a+1)H_2O + 3.76(\frac{3a+1}{2})N_2 \qquad (1.5)$$

Deneylerde kullanılan ve hacimsel karışım yapılan HCNG'nin yoğunluğu, H_2 yüzdesi (kütlesel), stokiometrik H/Y oranı ve alt ısıl değerleri eşitlik 1.6, 1.7, 1.8 ve 1.9 ile tespit edilmiştir.

$$\rho_{HCNG} = \frac{[[\rho_{CNG}]*[\%CNG(hacimsel)]]+[[\rho_{H_2}]*[\%H_2(hacimsel)]]}{100} \quad (1.6)$$

$$\%H_2(kütlesel) = \frac{[[\%H_2(hacimsel)]*[\rho_{H_2}]]}{\rho_{HCNG}} \quad (1.7)$$

$$(H/Y)_{HCNG} = \frac{[[(H/Y)_{CNG}]*[\%CNG(kütlesel)]]+[[(H/Y)_{H_2}]*[\%H_2(kütlesel)]]}{100} \quad (1.8)$$

$$LHV_{HCNG} = \frac{[[LHV_{CNG}]*[\%CNG(kütlesel)]]+[[LHV_{H_2}]*[\%H_2(kütlesel)]]}{100} \quad (1.9)$$

Karışımın hacimsel ısıl değeri bulunacaksa eşitlik 1.9'da ısıl değerler ve yüzdeler hacimsel alınır.

2. BÖLÜM

GEREÇ VE YÖNTEM

2.1. Giriş

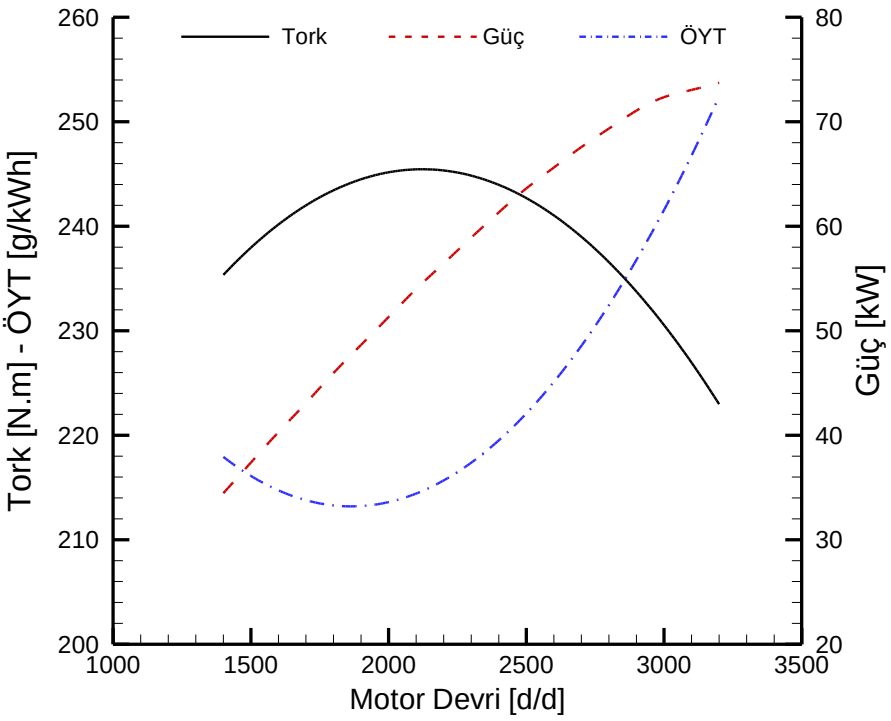
Farklı sıkıştırma oranlarına sahip bir buji ateşlemeli motorlarda doğalgaz ve doğalgaz - hidrojen karışımının yakıt olarak kullanılmasının araştırıldığı bu proje çalışmasında modifiye edilmiş ISUZU 4BD1 motor üzerinde deneyler yapılmıştır. Deneylerde motor devri, tork, fren gücü, özgül yakıt tüketimi, ısıl verim, volümetrik verim, silindir basıncı ve indüke efektif basınç gibi motor performans değerleri ölçülmüş veya hesaplanmıştır. Performans değerleri dışında yakıtların yanması sonucu oluşan CO, CO_2, HC, O_2 ve NO_x emisyon değerleri ölçülmüştür. Ayrıca bazı performans ve emisyon değerlerinin hesaplanabilmesi için hava fazlalık katsayısı, çevre sıcaklığı ve basıncı, yakıt akışı, yakıt basıncı ve sıcaklığı ölçülmüştür. Son olarak, çevrimler arası farklılıkların görülebilmesi yani yanma analizi için ısı salınım oranı hesaplanmıştır. Deneylerde tercih edilen ateşleme avansı ise motor kontrol ünitesi ile ayarlanmıştır. Deneylerde tespit edilen performans değerleri ile emisyon değerlerinin ölçüm yöntemleri, gerekli cihazlar ve yapılan sayısal hesaplamalar aşağıdaki alt bölümlerde verilmektedir.

2.2. Deney Motoru ve Modifikasyonu

Buji ateşlemeli bir motorlarda doğalgaz ve doğalgaz-hidrojen karışımının yakıt olarak kullanılmasının araştırıldığı bu proje çalışmasında yapılan deneyler sıkıştırma oranı ve bazı sistemleri değiştirilerek modifikasyon yapılmış ISUZU 4BD1 motor üzerinde yapılmıştır. Söz konusu motor 4 silindirli olup 3.9 litre silindir hacmine ve 17.5 sıkıştırma oranına sahip normal emişli bir motordur. Motora ait spesifik özellikler Tablo 2.1'de verilmektedir. Tablo 2.1'de özellikleri verilen motora ait performans verilerinden çıkış gücü, tork ve özgül yakıt tüketiminin motor devrine bağlı olarak değişimleri Şekil 2.1'de verilmektedir.

Tablo 2.1. Isuzu 4BD1 motorun özellikleri [57, 58].

Isuzu 4BD1 Motorun Özellikleri	
Silindir Sayısı	4
Deplasman Hacmi (cm^3)	3856
Silindir Çapı (mm)	102
Stroke Mesafesi (mm)	118
Sıkıştırma Oranı	17.5:1
Maksimum Çıkış Gücü (kw / d/d)	74/3200
Maksimum Tork (N.m / d/d)	245/2100
Rölanti Devri (d/d)	650
Maksimum Devir [Yüksüz] (d/d)	3520
Tam Yükte Minimum Yakıt Tüketimi (g/kW.h)	212



Şekil 2.1. Isuzu 4BD1 motoruna ait performans verilerinin motor devrine bağlı olarak değişimi [58].

Kısmen yıpranmış olan motorun yeniden çalışır hale gelmesi ve deneylerin düzenli yapılması için gerekli iyileştirmeler yapıldıktan sonra doğalgaz ve doğalgaz-hidrojen yakıtlarının kullanılabilmesi için gerekli olan modifikasyonlar yapılmıştır. Öncelikle sıkıştırma oranının

motor performans ve emisyonlar üzerine etkisinin araştırılması için piston yapısı değiştirilerek sıkıştırma oranı başlangıçta 15 ve ilerleyen safhalarda sırayla 12.5 ve 9.6 olarak değiştirilmiştir. Sıkıştırma oranı 15'e ayarlandıktan sonra yakıt hava karışımının ateşlenmesi için bujiler silindir kapağı üzerinde yer alan eski enjektör yuvalarına monte edilmiş ve ateşleme sırasını kontrol eden komponentler motora entegre edilmiştir. Daha sonra gaz akışını kontrol eden regülatör ve hava akışını kontrol eden gaz kelebeği motora eklenmiştir. Ayrıca yakıt akışını ve ateşleme zamanlamasını kontrol eden motor kontrol ünitesi sisteme entegre edilmiştir. Son olarak motor kontrol ünitesinin düzenli çalışması ve motor performans değerlerinin okunabilmesi için gerekli olan sensörler motora monte edilmiştir. Motorun eski (a) ve modifikasyon yapılmış hali (b) Şekil 2.2'de görülmektedir.



(a) (b)

Şekil 2.2. Deney motorunun eski ve modifiye edilmiş görünümleri.

2.2.1. Sıkıştırma Oranının Ayarlanması

Sıkıştırma oranının doğalgaz ve hidrojen ile zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtı kullanan bir motorda performans ve emisyon parametreleri üzerine etkisinin araştırılması için sıkıştırma oranları değiştirilmiştir. Her ne kadar doğalgaz yakıtı hidrokarbon yakıtlar ile benzer yanma karakteristikleri gösterse de [59, 60], hidrojen ile karışım oluşturulduğundan sıkıştırma oranı ayarlanırken hidrojenin yanma prosesi de dikkate alınmıştır. Hidrojen yanması temelde hidrokarbon yakıtların yanmasından farklıdır. Buji ateşlemeli motorlarda yanma için gerekli hava içerisindeki yakıtın hacimsel oranı düşük aralıklarda değişirken hidrojen yanmasında bu oran % 4 ile 75 gibi geniş bir aralıkta değişmektedir. Ayrıca hidrojen teorik olarak 0.1 ile 7.1 eşdeğerlilik oranları arasında sorun çıkarmadan çalışabilmektedir. Bununla birlikte hidrojen-hava karışımının tutuşması için gerekli olan enerji sadece 0.02 Mj'dür [37]. Sıkıştırma oranı

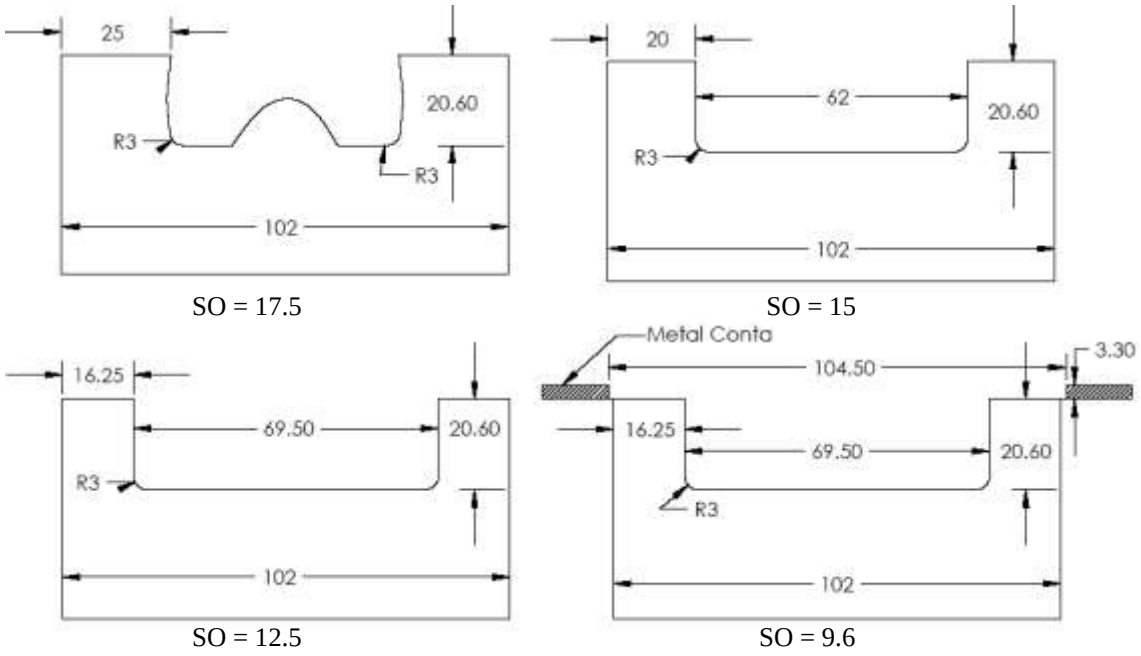
17.5 olan bir motorda silindir içerisinde hidrojen veya doğalgazın kendi kendine tutuşmasını sağlayacak sıcak bölgeler oluşabilmektedir. Hidrojen, doğalgaz ve karışımları emme manifoldundan verildiği için silindir içerisinde sıcak yüzeyler ile temas ettiğinde erken tutuşarak vuruntuya sebep olacaktır. Ayrıca motordan elde edilen gücün sıkıştırma oranı ile doğru orantılı olmasından dolayı sıkıştırma oranı çok fazla düşürülmemelidir. Gerek erken tutuşmanın engellenmesi gerekse motordan azami güç alınması için ilk etapta motorun sıkıştırma oranı 15'e düşürülmüştür. Daha sonra sıkıştırma oranının motor performans ve emisyon parametrelerine etkisinin araştırılması için sıkıştırma oranı sırayla 12.5 ve 9.6'ya düşürülmüştür.

17.5 sıkıştırma oranına sahip olan motorun pistonları üzerindeki yanma odalarının iç kısmında bulunan ve sıvı yakıtın türbülansı için kullanılan tepecik tıraşlanarak kaldırılmıştır. Daha sonra küre yapıda olan yanma odası 31 mm yarıçapında ve 20.6 mm derinlikte bir silindirik yapıya dönüştürülmüştür. Böylece motorun sıkıştırma oranı 15'e düşürülmüştür. İlerleyen aşamalarda sıkıştırma oranının 12.5’e düşürülmesi için yanma odası toplamda 34.75 mm yarıçapa sahip olacak şekilde genişletilmiştir.

Son olarak piston cidarlarında yeteri kadar güvenli mesafe kalmadığı için silindir bloğu ve silindir kapağı arasına 3.6 mm kalınlığında ve 104 mm çapa sahip delikleri bulunan metal conta yerleştirilmiş ve sıkıştırma oranı 9.6'ya düşürülmüştür. Pistonların orijinal ve değişik sıkıştırma oranlarındaki yapıları, ebatları ve resimleri Şekil 2.3'de ve Şekil 2.4’de gösterilmektedir. Ayrıca her bir sıkıştırma oranı için silindire ait hacim değerleri Tablo 2.2’de verilmektedir.

Tablo 2.2. Her bir sıkıştırma oranı için silindire ait hacim değerleri.

Sıkıştırma Oranları	**9.6**	**12.5**	**15**
Strok hacmi (L)	0.964	0.964	0.964
Yanma hacmi (L)	0.1121	0.0838	0.069
Toplam hacim (L)	1.0761	1.0478	1.033



Şekil 2.3. Farklı sıkıştırma oranlarında piston şekilleri (mm).



SO=17.5 SO=15

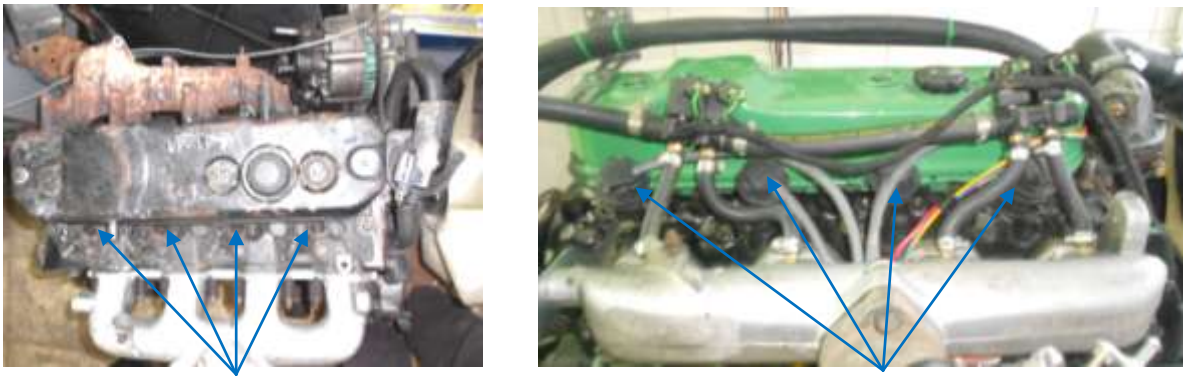
Şekil 2.4. Motorda kullanılan pistonun modifikasyondan önceki ve sonraki durumları.

Şekil 2.3'de verilen ve yapıları değiştirilmiş pistonların motor sıkıştırma oranını nasıl oluşturduğu veya nasıl değiştirdiği eşitlik 2.1'de verilen sıkıştırma oranının denklemi ile görülebilmektedir. Eşitlikte verilen *SO: sıkıştırma oranı* olmak üzere V_S*: strok hacmini* ve V_C*: yanma odasının hacmini* ifade etmektedir.

$$SO = \frac{V_S + V_C}{V_C} \tag{2.1}$$

2.2.2. Ateşleme Sisteminin Modifikasyonu

İçten yanmalı motorlarda doğalgaz ve hidrojen gibi gaz yakıtlarının kullanılması vuruntunun oluşmasına sebep olmaktadır [61]. Mevcut çalışmada sıkıştırma oranının motor performans ve emisyonlara etkisinin araştırılacak olması ve motorda oluşabilecek vuruntunun engellenmesi için sıkıştırma oranı azaltıldığından yakıt hava karışımı kendi kendine tutuşmamaktadır. Yakıt hava karışımının ateşlenmesi için sisteme 4 adet buji ilave edilmiştir. Bunun için silindir kapakları üzerinde yer alan enjektörler çıkarılarak yerlerine uygun dişler açılıp ateşleme bujileri takılmıştır. Silindir kapağı üzerinde bulunan enjektör yuvaları ve sisteme entegre edilen bujiler Şekil 2.5'de görülmektedir.



Şekil 2.5. Enjektör yuvaları ve sisteme entegre edilen bujilerin görünümleri.

Ayrıca yakıt hava karışımının ateşlenebilmesi için bataryadan aldığı 12 V DC elektrik akımını yükseltmek ve motor kontrol ünitesinden aldığı sinyal ile yükseltilen elektrik akımını silindirlerde yer alan bujilere uygun zamanda uygun sıra ile göndermek için distribütörlü bobin ve EDIS modülü eklenmiştir. Son olarak tüm çalışma koşullarında ateşleme ve yakıt enjeksiyonunun düzenli olarak yapılması için motora bir adet programlanabilir Megasquirt II model motor kontrol ünitesi (ECU) ilave edilmiştir. Ateşleme avansı motor kontrol ünitesinin bilgisayara kaydedilen arayüz programı kullanılarak seçilmiştir. Sisteme entegre edilen distribütörlü ateşleme bobini ve EDIS modülü Şekil 2.6'da görülmektedir.



Şekil 2.6. Motor üzerine takılan ateşleme bobini ve EDIS modülünün görünümleri.

2.2.3. Yakıt ve Hava Sistemlerinin Modifikasyonu

Hidrojen ve doğalgaz yakıtlarının kullanılacağı deneyler için gaz yakıtların silindirlere ulaşımı ve akışının kontrolü değişik komponentlerin uyumlu bir şekilde çalışması ile mümkün olmaktadır. Deneylerde kullanılan gaz yakıtlar 250 bar basınca dayanan tanklar içerinde 200 bar basınçta depolanmıştır. Gazların basıncı tankın çıkışında bulunan regülatör ile 12.5 bar'a düşürülmüştür. Daha sonra doğalgaz ve hidrojen karışımlarının oluşturulması için gaz karışım ünitesine gönderilmiştir. Hacimsel karışım oluştuktan sonra gaz çelik borular vasıtasıyla Isuzu deney motoruna gelirken regülatör, yangın kesme valfi (check valf), gaz kesme valfi, yakıt debimetresi ve ikinci regülatörden geçmiştir. Gaz yakıtlar Lavato model gaz regülatörü tarafından basıncı 1 bara düşürülerek motor kontrol ünitesinden gelen elektriksel sinyal ile emme manifolduna gönderilmiştir.

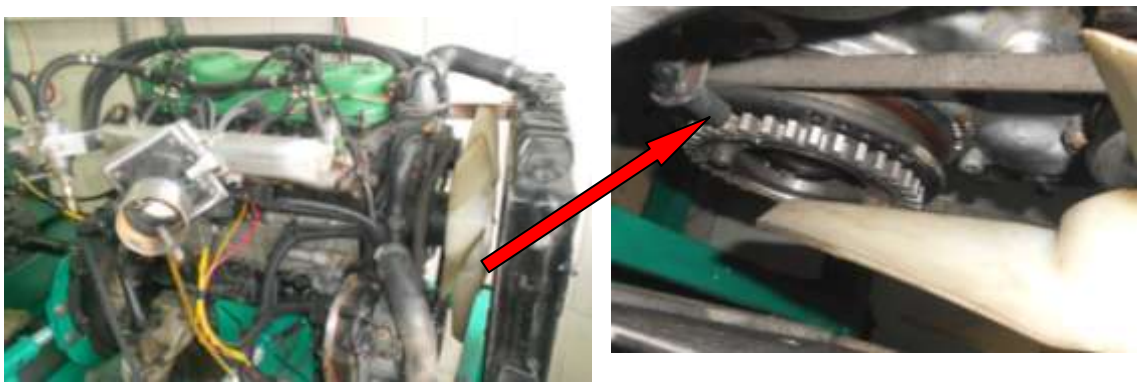
Uygun yakıt hava karışımı için gerekli olan hava gaz kelebeğinin hareketiyle temin edilmiştir. Gaz kolundan gelen mekanik sinyal ile gaz kelebeği açılmış ve yanma için gerekli olan hava emme manifolduna alınmıştır. Hava gaz kelebeğine gelmeden önce flow metreden geçirilerek akış debisi ve hızı tespit edilmiştir. Emme manifoldunda gaz yakıtları ile hava karıştırılarak silindirlere gönderilmiştir. Ayrıca gaz kelebeği üzerine konum sensörü ilave edilerek motor kontrol ünitesi için gerekli sinyaller oluşturulmuştur. Gaz yakıtlar ile havanın temininde ve kontrolünde kullanılan elemanlar Şekil 2.7'de görülmektedir.



Şekil 2.7. Gaz yakıtları ve havanın temininde kullanılan komponentlerin görünümü.

2.2.4. Motor Üzerine Entegre Edilen İlave Sensörler

Krank Mili Açı Sensörü: Bu sensör krank milinin devrini ve konumunu yani krank mili açısını tespit etmek için kullanılmıştır. Elektrik iletkenliğinin temel prensibi olan manyetik alan değişiminin elektro motor kuvveti indüklemesi prensibine göre çalışır. Sensörün hız ve açı değerini tespit edebilmesi için krank miline 35 diş ve bir boş diş yeri bulunan kasnak monte edilmiştir. Sensör dişlere geldikçe içerisindeki manyetik alan değişir. Manyetik alan değişimi sensöre gelen elektrik sinyalini indükler [62]. Dakikadaki indükleme sayısına göre krank şaftının devri ve açısı tespit edilir. Şekil 2.8'de motor üzerine yerleştirilen sensör ve kasnak görülmektedir.



Şekil 2.8 Krank mili açı sensörü ile dişli kasnağın görünümü.

Gaz Kelebeği Konum Sensörü: Gaz kelebeği konum sensörü gaz kelebeği gövdesi üzerine monte edilmiştir. Bu sensör gaz kelebeğinin konum açısını elektrik sinyaline dönüştürerek motor kontrol ünitesine (ECU) göndermektedir [63].

Emme Havası Sıcaklık Sensörü (IAT): Sıcaklık algılama sensörünün en önemli parçası sensör içerisinde yer alan dirençtir. Direnç yarı iletken malzemelerden üretilmiştir. Sıcaklık yükseldiğinde elemanın direnci düşer. ECU'dan uygulanan 5 voltluk gerilim sensörün çıkış ucundan alınan gerilimle karşılaştırılır ve daha önceden kaydedilmiş veriler yardımıyla hava sıcaklığı tespit edilir [64].

Manifold Hava Basınç Sensörü (MAP): Motora giren havanın, emme manifoldundaki basıncını tespit etmek için kullanılır. Motorda elde edilen güç manifold basıncı ile orantılı olarak değişeceğinden bu sensörden alınan bilgilerle motor kontrol ünitesi gerekli kontrolleri yapmaktadır. Basınç bölgesine yerleştirilen basınç algılama elemanı iki adet havası boşaltılmış diyafram körüğünden oluşur. Basınç değişimlerine bağlı olarak diyafram körükleri şişer veya büzülür. Diyafram körük uzunluklarının değişimi bunlara dayanan bir çubuğu bobin içine iter. Çubuğun bobin içindeki hareketi nedeniyle bobinin endüksiyonu değişir. Bu endüksiyon değişimi ile basınç değeri belirlenir [65].

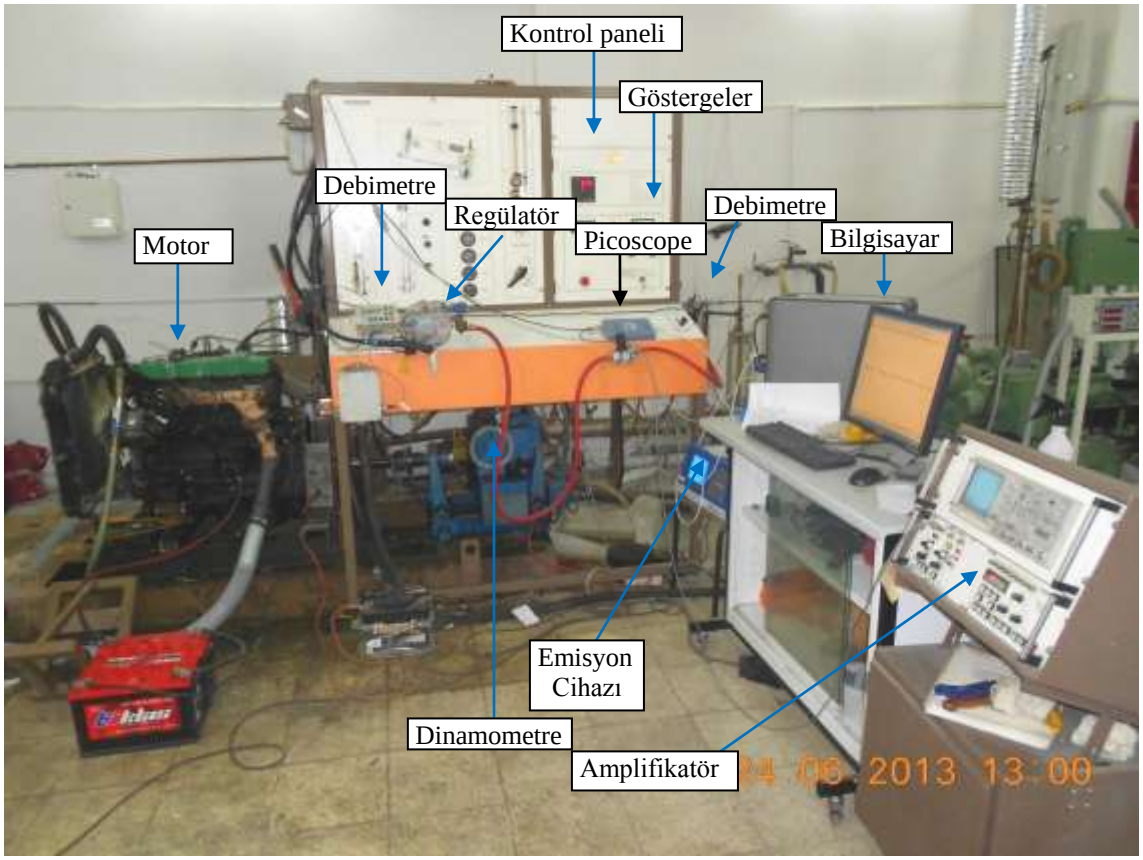
O_2 Sensörü: Bu sensörün egzoz emisyon değerlerine bağlı olarak üretmiş olduğu elektriksel sinyaller motora alınan yakıt - hava karışımının ayarlanması için kullanılır. [63]. Sensörün egzozdaki oksijen miktarına bağlı olarak üretip gönderdiği elektriksel sinyale göre ECU karışımı belirler ve gerekli ayarlamaları yapar. Motora sonradan ilave edilen bu sensörler Şekil 2.9'da görülmektedir.



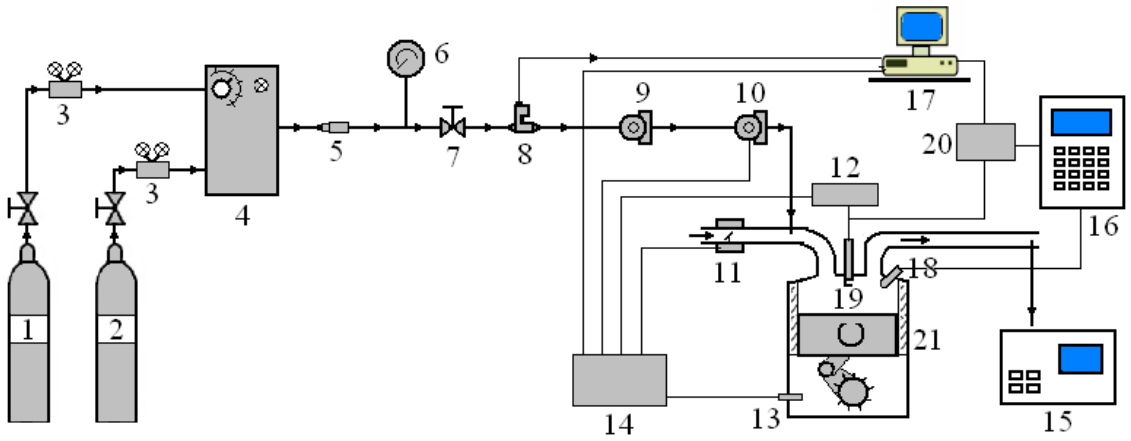
Şekil 2.9 Deney motoruna entegre edilen bazı sensörlerinin görünümleri.

2.3. Deney Düzeneği

Doğalgaz ve hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtlarını kullanan modifikasyon yapılmış bir motorda sıkıştırma oranının motor performans ve emisyon parametrelerine etkisinin incelendiği deneysel sistem temel olarak fren dinamometresi, deney motoru, hava ve yakıt debimetresi, kontrol paneli, pioza-elekrik basınç sensörü, emisyon ölçüm cihazı, pikoskop, osiloskop, motor kontrol ünitesi, gaz karışım ünitesi, bilgisayar ve regülatör ile yakıt kesme valfi gibi yakıt iletim elemanlarından oluşmaktadır. Deney düzeneğinde yer alan komponentler ve düzeneğin akış diyagramı Şekil 2.10 ve Şekil 2.11'de verilmektedir.



Şekil 2.10. Deney düzeneğinde yer alan komponentler.



1- Hidrojen tankı 2- CNG tankı 3- Regülatör (12.5 bar) 4- Gaz karışım ünitesi 5- Alev tutucu 6- Basınç göstergesi 7- Check valf 8- Debimetre 9- Regülatör (8 bar) 10- Regülatör (1 bar) 11-Gaz kelebeği konum sensörü 12- Ateşleme modülü 13- Krank açısı sensörü 14- Motor Kontrol ünitesi 15- Egzoz gaz analizörü 16- Amplifikatör 17- Bilgisayar 18- Basınç Sensörü 19- Buji 20- Picoscope 21- Motor ve

Şekil 2.11. Deney düzeneğinde yer alan komponentler ve akış diyagramı.

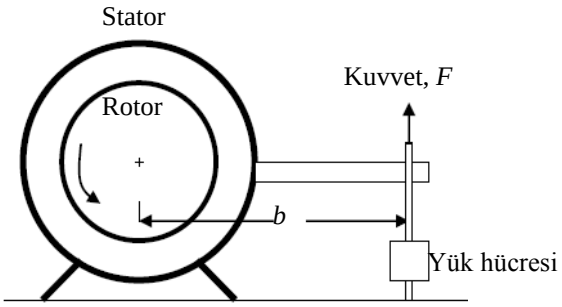
2.3.1. Dinamometre

Motor performans parametrelerin en önemlilerinden birisi motorun iş yapabilme kapasitesi olarak tanımlan torktur [66]. Motordan elde edilecek fren torkun ölçümü için dinamometre kullanılmaktadır [67]. Şekil 2.1'de gösterilen tork ölçüm prensibinde motor mili dinamometre rotoruna bağlanırken stator dinamometre içerisinde elektromanyetik, hidrolik veya mekanik sürüklenme ile rotora bağlanır. Rotorun dönmesi ile stator üzerinde bir fren kuvveti oluşturulur ve bu kuvvet kol uzunluğu ile çarpılarak tork tespit edilir [68].

Yapılan bu çalışma kapsamında motorun üretmiş olduğu tork değerleri CUSSONS firmasından temin edilen P8601 model hidrokinetik dinamometre kullanılarak ölçülmüştür. Motorun ürettiği torkun ölçümü için 1.5 bar basınçlı su akışı ile fren kuvveti oluşturulmuştur. Ölçülen kuvvet değeri kontrol panelinde yer alan göstergede okunarak kayıt alınmıştır. Ayrıca dinamometre ile sadece tork değeri değil motor devride ölçülmüştür. Dinamometre üzerinde bulunan ve fren kuvvetinin ölçümünü yapan yük hücresi hassas olduğundan belirli aralıklarla kalibre edilmiştir. Tork ve motor devrinin ölçüldüğü P8601 model dinamometreye ait teknik özellikler Tablo 2.3'de verilmektedir. Ayrıca Şekil 2.12 ile dinamometre ile tork ölçme yöntemi verilmektedir.

Tablo 2.3. P8601 model dinamometrenin teknik özellikleri [69].

Özellikler	**Değerler**	**Hassasiyet**
Motor devri	0-7500 d/d	2 d/d
Tork	0-280 Nm	% 2
Güç	0-200 bhp	% 2
Kalibrasyon kol uzunluğu	0.254 m	-
Ebatları (m)	0.55*0.71*0.57	-



Şekil 2.12. Tork ölçme prensibi [67].

Burada *F*: *kuvvet (N)* ve *b*: *kuvvet kolu (m)* ve T_b: *fren torku (Nm)* olmak üzere tork;

$$T_b = F * b \quad Nm \tag{2.2}$$

ile tespit edilir [68].

Göstergelerde okunan tork değerinin çevre şartlarına bağlı olarak yeniden hesap edilmesi gerekir ve bunun için düzeltme faktörü kullanılır. C_f: *düzeltme faktörü*, *P*: *basınç (kPa)* ve *T: ortam sıcaklığı (K)* olmak üzere *Cf* eşitlik 2.3 ile tespit edilir.

$$C_f = \left(\frac{99}{P}\right)^{1.2} \cdot \left(\frac{T}{298}\right)^{0.6} \tag{2.3}$$

Düzeltme faktörü ile gösterge değeri çarpıldığında gerçek fren tork değeri bulunur [70].

$$T_{b_{gerçek}} = C_f * T_{b_{gösterge}} \tag{2.4}$$

2.3.2. Yakıt Debimetresi

Deneylerde kullanılan doğalgaz ve doğalgaz - hidrojen karışımlarının tüketim miktarları Alicat M-1000SLPM model yakıt debimetresi ile hacimsel debi olarak ölçülmüştür. Ölçüm için kullanılan debimetre laminer akış tipi bir debimetre olup laminer akış bölgesi içerisindeki basınç düşmesinden faydalanarak ölçüm yapmaktadır. Laminer akış bölgesinde türbülanslı gelen hava akımı tabakalı olarak laminer akışa dönüştürülür ve çıkış alanı daraltılarak gazın hızlanması ve basıncının düşmesi sağlanır. Kanal içerisindeki bu basınç düşüşü differensiyel basınç sensörü tarafından algılanarak elektriksel sinyale dönüştürülür ve eşitlik 2.5 kullanılarak hacimsel debi hesaplanır. Son olarak hacimsel debi yakıtın basınç ve sıcaklık değerleri dikkate alınarak oluşturulan yoğunluk düzeltme faktörü ile çarpılarak kütlesel akış debisi bulunur [71, 72].

$$Q = \frac{(P1 - P2)\pi r^4}{8\mu L} \tag{2.5}$$

Eşitlikte yer alan *Q: hacimsel akış oranını, P_1: giriş statik basıncı, P_2: çıkış statik basıncı, r: hidrolik yarıçapı, μ: mutlak viskozitesi* ve *L: laminer elemanın uzunluğunu* ifade etmektedir. Denklemde verilen μ, π ve L sabit olduğundan akışkanın debisi basınç farklılığı (ΔP) ve viskozitesine (μ) bağlı olarak değişecektir. Ayrıca gazın sıcaklığı viskoziteyi etkileyeceğinden sensör içerisinde gaz sıcaklığını ölçen termal eleman bulunmaktadır.

Yakıt debimetrede akışkanın kütlesel debisi gazın sıcaklığı, basıncı ve sıkıştırılabilirliğine bağlı olan yoğunluk düzeltme faktörü kullanılarak eşitlik 2.6 ile hesaplanabilir. Eşitlikte verilen *M: kütlesel debiyi, Q: hacimsel debiyi, T_s: standart şartlardaki sıcaklığı, T_a: akışkanın sıcaklığını, P_s: standart şartlardaki basıncı, P_a: akışkanın basıncını, Z_s: standart şartlardaki sıkıştırılabilirliği ve Z_a: ölçülen şartlardaki sıkıştırılabilirliği* göstermektedir [72].

$$M = Q * [\frac{T_s}{T_a}] * [\frac{P_a}{P_s}] * [\frac{Z_s}{Z_a}] \tag{2.6}$$

Deneylerde gaz akışının ölçüldüğü Alicat M-1000SLPM debimetresinin spesifik özellikleri Tablo 2.4'de görünümü ise şekil 2.13'de verilmektedir.

Tablo 2.4. Alicat M-1000SLPM yakıt debimetresinin spesifik özellikleri [73].

Özellikler	**Değerler**
Doğruluk	± (% 0.8 okuma + % 0.2 ölçüm)
Tekrarlanabilirlik	± % 0.2
Çalışma aralığı	% 0.5 - % 100
Modülasyon oranı	200:1
Tepki süresi	10 ms
Operasyon Sıcaklık aralığı	-10^0 ... + 50^0 C
Ölçülebilir akış oranı	% 128
Maksimum basınç	145 PSI
Çıkış değerleri	Kütlesel akış, hacimsel akış, sıcaklık ve basınç
Çalışma voltajı ve akımı	7 - 30 V DC - 0.04 Amp
Materyal	Paslanmaz çelik, silikon, kompozit ve alüminyum



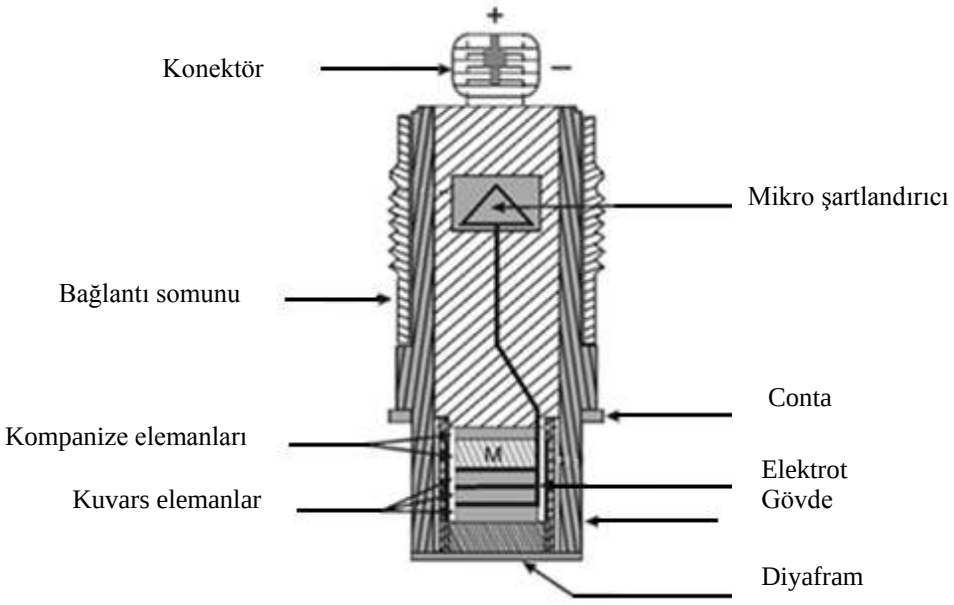
Şekil 2.13. Alicat M-1000SLPM yakıt debimetresinin görünümleri.

2.3.3. Silindir İçi Basınç Sensörü

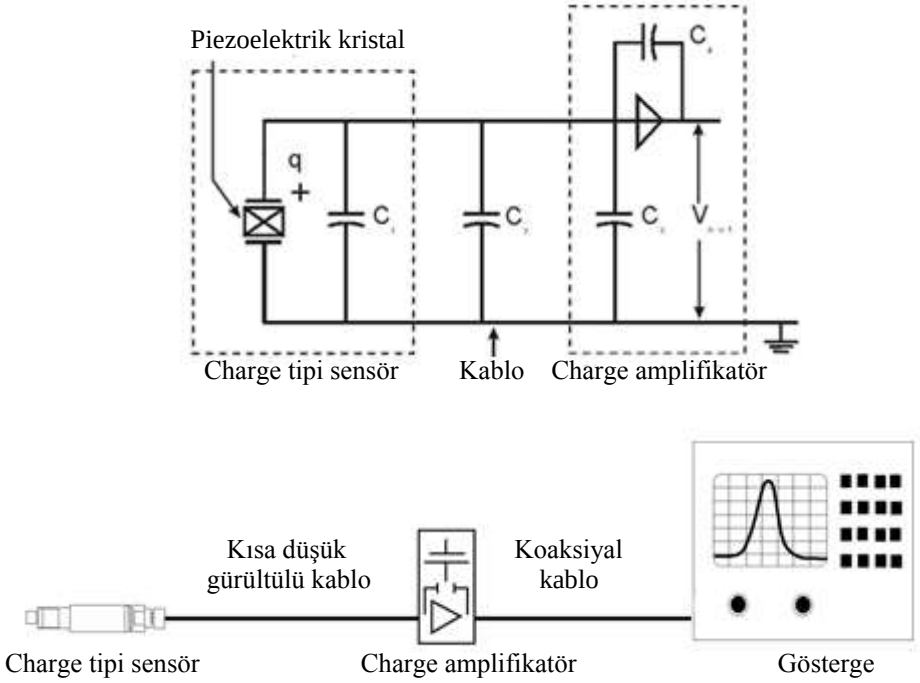
Motor performans değerlerinin ve çevrimsel farklılıkların analizi için krank açısına bağlı olarak silindir içi basınç değişimlerinin ölçülmesi son derece önemlidir. Yapılan deneylerde silindir içi basınç değerlerinin anlık değişimleri PCB 112A05 model kuvars piezoelektrik tipi silindir içi basınç sensörü ile elektriksel sinyale dönüştürülmüştür. Söz konusu sensör piezoelektrik teorisine göre çalışır. Bu teoriye göre piezoelektrik elemanın içerisindeki zıt yüzeylerde biriken elektrik yükleri piezo elemanının üzerine dışarıdan bir kuvvet uygulandığı zaman yer değiştiririler. Bu yer değiştirme esnasında gelen basınca göre piezo eleman yük

çıkışı sağlar. Piezoelektrik basınç sensörleri türbülans, patlama, balistik ve motor yanması gibi olaylar sonucu ortaya çıkan dinamik basınç değerlerini ölçmektedir. Yani bu tip bir sensör ağırlık veya statik basınç gibi stabil yükleri ölçemez. Çünkü statik olaylar bir çıkış sinyali oluştur fakat bu sinyal piezo elemanın özelliğinden dolayı zamanla zayıflar [74].

PCB 112A05 model silindir içi basınç sensöründe laboratuarda şartlarında üretilen ve büyük elektrik alanının uygulanması ile piezoelektrik özelliği gösteren polikristal veya piezoseramik kullanılmaktadır. Piezoelektrik tip sensörler genel itibari ile sensör yuvası, piezoelektrik kristal, elektriksel sinyalin alındığı elektrot ve bazı gelişmiş sensörlerde bulunan şartlandırcı, mikro devreden oluşmaktadır. Şekil 2.14'de mikro şartlandırıcılı piezoelektrik elemanın içyapısı ve elemanları görülmektedir. PCB 112A05 model silindir basınç sensörü yük (charge) tipi olduğundan içerisinde mikro şartlandırıcı bulunmaz. Yük tipi sensörlerden çıkan sinyallerin şartlandırılması için amplifikatöre veya şartlandırıcıya ihtiyaç duyulur. Yük veya gerilim amplifikatörlerinin birincil görevi verilerin bilgisayar ortamına kayıt edilmesi için yüksek empedans çıkışı kullanılabilir bir düşük empedanslı voltaj sinyaline dönüştürmektir [75]. Şekil 2.15'de yük tipi sensörlerden çıkan sinyallerin şartlandırılması için uygulanan yöntem ve komponentler görülmektedir. Şekilde her bir elemanın kapasitansı *C* ile göstermektedir. Ayrıca silindir içi basınç sensörünün teknik özellikleri Tablo 2.5'de verilmektedir.



Şekil 2.14. Mikro şartlandırıcılı piezoelektrik elemanın içyapısı [75].

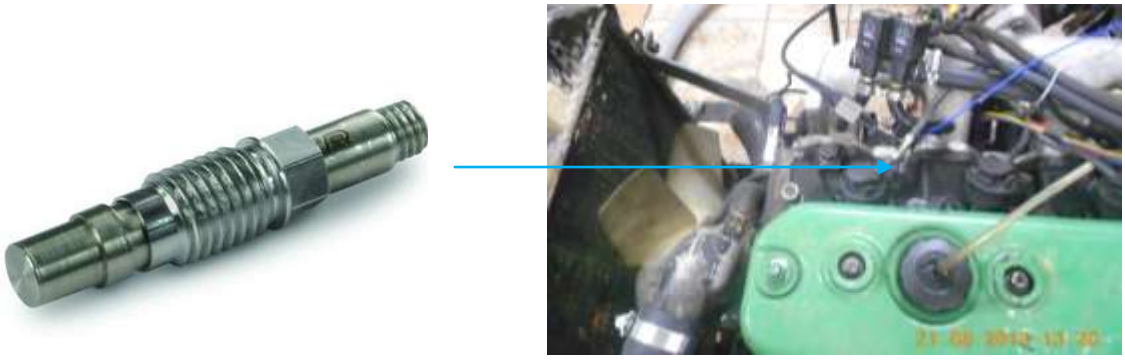


Şekil 2.15. Charge tipi sensörlerden çıkan sinyallerin şartlandırılması [75, 76].

Tablo 2.5. PCB 112A05 model silindir içi basınç sensörünün teknik özellikleri [77].

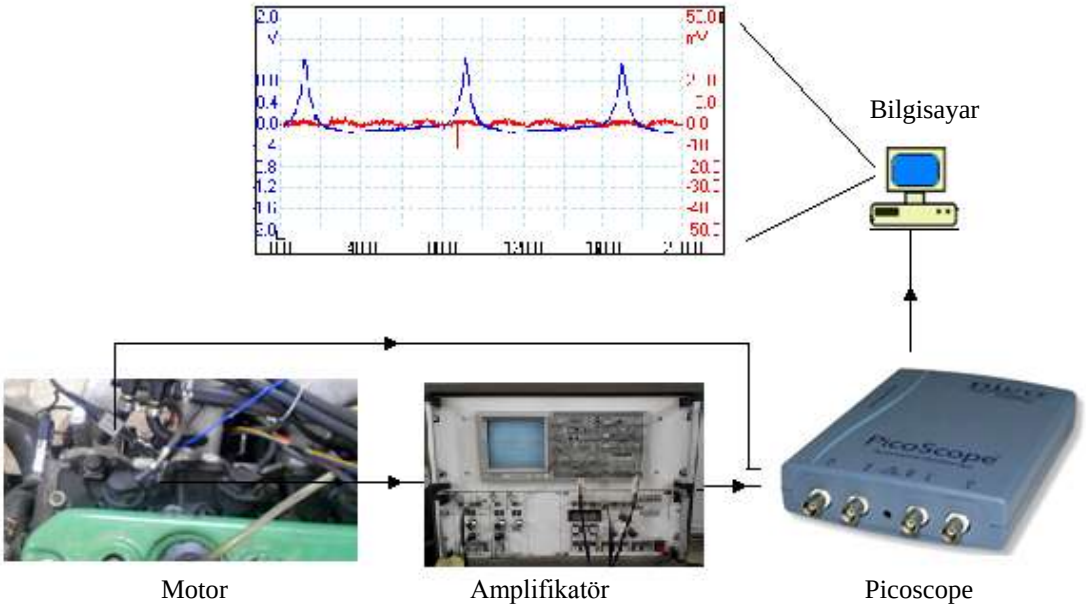
Özellikler	**Değerler**
Hassasiyet	1.1 pC/PSI
Ölçüm aralığı	0-5000 PSI
Maksimum basınç	10000 PSI
Çözünürlük	0.004 PSI
Rezonans frekansı	≥200 kHz
Yansıyan yükselim süresi	≤2.0 μ sec
Doğrusallık	≤1.0 % FS
İvmelenme hassasiyeti	≤0.003 PSI/g
Elektriksel hassasiyet	1.1 pC/PSI
Çalışma aralığı	-400 ....+600 ^{0}F
Maksimum sıcaklık	3000 ^{0}F
Kapasitans	18 pF
Materyal	Kuvars (sensör elemanı) ve paslanmaz çelik

Silindir içi basıncın ölçülebilmesi için sensör 1 nolu silindirin eski ısıtma bujisi çıkarılarak uygun bir adaptör ile silindir kapağına yerleştirilmiştir. PCB 112A05 model sensör ve motorda yerleşimi Şekil 2.16'de verilmektedir.



Şekil 2.16. PCB 112A05 model silindir içi basınç sensörü ve motorda yerleşimi.

Silindir iç basınç değerlerinin krank miline göre ölçülebilmesi için PCB 112A05 model silindir içi basınç sensöründen gelen elektriksel sinyaller amplifikatörde yükseltilir ve bilgisayarda kayıt edilmesi için pikoskopa gönderilir. Ayrıca krank açısının tespit edilebilmesi için 1 nolu silindirin buji kablosuna prob bağlanır ve prob tarafından sağlanan elektriksel sinyal pikoskopa ve pikoskoptan bilgisayara gönderilir. Krank açısı ve silindir içi basınç değerlerinin bilgisayara aktarılması Şekil 2.17'de verilmektedir.



Şekil 2.17. Krank açısı ve silindir içi basınç değerlerinin bilgisayara aktarılması.

2.3.4. Egzoz Emisyon Cihazı

Doğalgaz ve hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtlarının yanması sonucu açığa çıkan HC, CO, CO_2, O_2 ve NO_X emisyonları Capelec CAP 3200 model egzoz emisyon cihazı kullanılarak ölçülmüştür. Aynı zamanda yakıt hava karışım oranını gösteren hava fazlalık katsayısı ve motor devri aynı cihaz ile okunabilmiştir. Egzoz emisyon cihazının teknik özellikleri Tablo 2.6'e ve görünümü Şekil 2.18'de verilmektedir.

Tablo 2.6. Capelec CAP 3200 model egzoz emisyon cihazının teknik özellikleri [78].

Değerler	**Ölçüm aralığı**	**Hassasiyet**
CO	0-15 %	0.001 %
CO_2	0-21 %	0.1 %
O_2	0-21.7 %	0.01 %
HC	0-20000 ppm	1 ppm
NO_X	0-10000 ppm	1 ppm
Motor devri	0-9999 d/d	1 d/d



Şekil 2.18. Capelec CAP 3200 model egzoz emisyon cihazı.

Ayrıca kullanılan emisyon cihazı hava fazlalık katsayısını benzin yakıtını referans alarak ölçtüğünden doğalgaz ve hidrojen karışımları için hava fazlalık katsayısı hesabında düzeltme yapılması gerekmektedir. Bu düzeltmeler [79, 80] bazı literatür çalışmalarında olduğu gibi denklem 2.7 kullanılarak yapılmıştır.

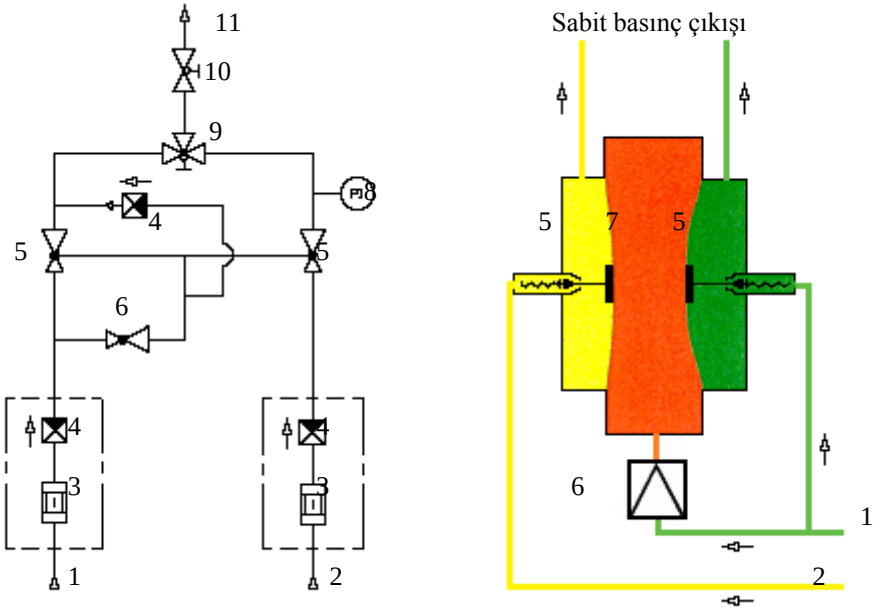
$$\lambda = \frac{[CO_2]+[\frac{CO}{2}]+[O_2]+[\frac{NO}{2}]+\left(\frac{O_{HC}}{4}*\frac{K_P}{K_P+\frac{[CO]}{[CO_2]}}-\frac{O_{OC}}{2}\right)*([CO_2]+[CO])}{(1+\frac{O_{HC}}{4}-\frac{O_{OC}}{2})*([CO_2]+[CO]+K1*[HC])} \quad (2.7)$$

Denklemde verilen *[CO_2], [CO], [O_2], [NO] ve [HC] gazların konsantrasyonunu*, O_{HC}*: hidrojen/karbon oranını* ve O_{OC}*: oksijen/karbon oranını* ifade etmektedir. Ayrıca denklemde verilen *K1: yakıt için düzeltme faktörünü* (metan için 1.0) gösterirken K_P egzoz gaz konsantrasyonlarından hesaplanan *sabit sayı* olup 2.5 alınmıştır.

2.3.5. Gaz Karışım (Mikser) Ünitesi

Deneylerde yakıt olarak kullanılan HCNG karışımları hacimsel olarak WITT MM Flex marka karışım ünitesi (mikser) tarafından oluşturulmuştur. Ana yakıt olarak doğalgazın giriş yaptığı karışım ünitesinde hidrojen sırayla hacimsel olarak % 5, % 10 ve % 20 oranlarında doğalgaza karıştırılmıştır. Karışımlar oluşturulurken gazların giriş basıncı 10 bar olarak ayarlanmıştır ve giriş basınçları arasında fark oluşmaması sağlanmıştır.

Gaz karışımlarının oluşturulduğu MM-Flex gaz karışım ünitesinin çalışma yöntemi Şekil 2.19'da verilen fonksiyon şeması ile açıklanmaktadır. Ayrı ayrı karışım ünitesine giren gazlar öncelikle filtrede temizlendikten sonra tek yönlü check valften geçirilmektedir. Daha sonra karışım yapılacak gazların sabit bir basınca sahip olması için tek ve çift kubbeli basınç regülatörleri ile pilot basınç regülatörünü içeren basınç düzenleyici birime gönderilir. Bu işlem esnasında pilot gaz akışı ikiye bölünür ve tek kubbeli regülatöre ve pilot gaz regulatörüne geçer. Aynı anda karışım oluşturulacak diğer gaz kendi hattı üzerinde yer alan tek kubbeli basınç regülatörüne geçer. Pilot regülatöründe basıncı ayarlanan pilot gaz çift kubbeli regülatöre geçer. Bu regülatör içerisinde yer alan çift yönlü diyafram tek kubbeli regülatörlerin girişlerinde yer alan ve yay kuvveti ile çalışan iğnelerin yeniden konumlanmasını sağlar. Böylece pilot basınç regülatörden çıkan gazın basıncına göre karışım oluşturacak gazların basınçları sabitlenmiş olur. Gazların sabitlenen basınç değerleri basınç göstergesinden okunabilmektedir. Akış esnasında pilot gaz akışının kesilmesi durumunda tek kubbeli regülatör içerisinde yer alan kesici iğne yay kuvvetine maruz kalarak diğer karışım gazının akışını da kesmektedir. Basınçları sabitlenen gazlar hacimsel olarak karıştırılmak üzere oransal karışım valfine gönderilir. Bu valfin üzerinde yer alan ayar düğmesi kullanılarak hacimsel karışım oranı belirlenir ve karışım oluşturulur. Gaz karışımı daha sonra akış miktarının belirlendiği akış valfinden geçerek deneysel sisteme verilmektedir. Gaz akış miktarı akış valfi üzerinde yer alan ayar düşmesi ile belirlenmektedir [81].



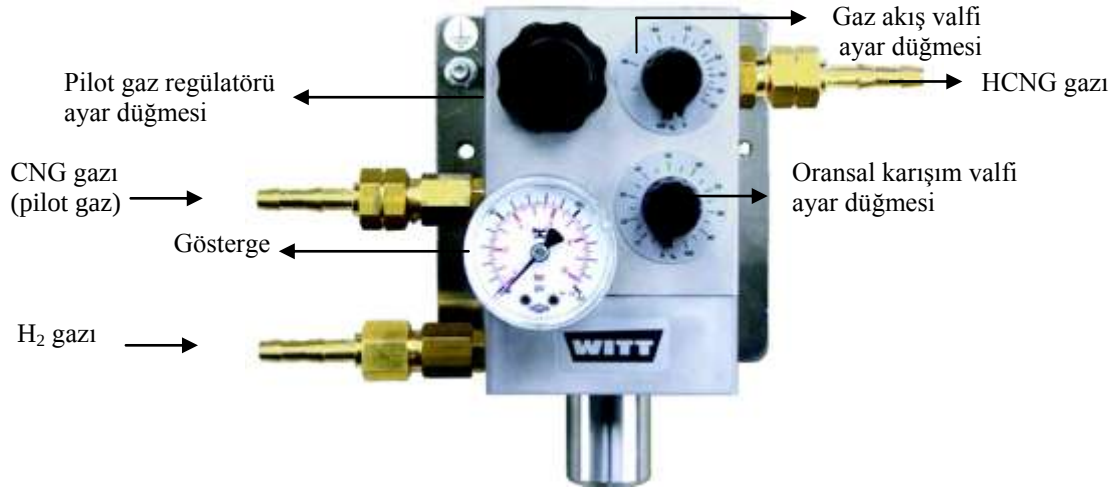
1- CNG gazı (pilot gaz) 2- H_2 gazı 3- Filtre 4- Check valf 5- Tek kubbeli basınç regülatörü 6- Pilot gaz regülatörü 7- Çift kubbeli basınç regülatörü 8- Gösterge 9- Oransal karışım valfi 10- Gaz akış valfi 11-Ayarlanmış HCNG gazı

Şekil 2.19. MM-Flex gaz karışım ünitesinin fonksiyon şeması ve gaz basınçlarının sabitlenmesi [81, 82].

Gaz karışmlarının oluşturulduğu MM-Flex karışım ünitesinin teknik özellikleri Tablo 2.7'de görülmektedir. Ayrıca karışım ünitesinin görünümü Şekil 2.20'de verilmektedir.

Tablo 2.7. MM-Flex gaz karışım ünitesinin teknik özellikleri [83].

Özellikler	**Değerler**
Hassasiyeti	± % 1 abs
Karışım aralığı	% 0-25
Çalışma aralığı (basınç)	2.5 bar..... 10 bar
Çalışma aralığı (sıcaklık)	-10 ....+40 ^{0}C
Girişteki gaz basınçlarının farkı	Maksimum 3 bar
Girişteki gaz sıcaklıklarının farkı	Maksimum 15 ^{0}C
Materyal	Alüminyum



Şekil 2.20. MM-Flex gaz karışım ünitesinin görünümü [83].

2.3.6. Amplifikatör (Charge Amplifier)

Deneyde kullanılan basınç sensörü, içerisinde dönüştürücü devre olmayan basınç sensörlerindendir. Bu tip sensörler sadece basınç dalgalarındaki değişimleri verirler. Ancak bu basınç değişimlerinin anlık basınç değerlerine dönüştürülmesi ve yükseltilmesi gerekmektedir. Bu nedenle sensörden alınan sinyallerin yükseltilmesi için bir kuvvetlendirici (amplifier) kullanılır. Kuvvetlendiriciden geçen sinyaller basınç eğrilerinin oluşturulması için osiloskopa veya pikoskopa gönderilir. Bu çalışma kullanılan Cussons 4410 model amplifier sinyal işleme rafı ile piezo, FM ve strain gauge kanal raflarına sahiptir [84]. Amplifier ve osiloskop Şekil 2.21'de görülmektedir.



Şekil 2.21. Cussons 4410 model amplifierin görünümü [85].

2.3.7. Pikoskop

Silindir içi basınç sinyalleri ve ateşleme sinyalleri gibi çok hızlı sinyallerin bilgisayara kaydedilmesi için kullanılmaktadır. Basınç sensöründen gelen elektriksel sinyaller amplifikatör tarafından kuvvetlendirilerek pikoskopa gönderilmektedir. Pikoskop aldığı elektriksel sinyali kayıt edebilmek üzere bilgisayara göndermektedir. Basınç değerlerinin bilgisayar ortamına aktarılması için kullanılan picoscope 4423'ün özelikleri Tablo 2.8'de verilmektedir. Ayrıca pikoskopun görünümü Şekil 2.22'da verilmektedir.

Tablo 2.8. Picoscope 4423 model pikoskopun teknik özelikleri [86].

Bağlantı	USB 2.0
Kanal sayısı	4
Çözünürlük	16 bit
Doğruluk	% 1
Voltaj aralığı	±50mV ..... ±100 V
Örnekleme hızı	80 Ms/s
Yatay tarama aralığı	100 ns/div ..... 200 s/div



Şekil 2.22. Picoscope 4423 model pikoskopun görünümü [85, 86].

2.3.8. Kontrol Paneli

Deney düzeneğini kontrol etmek ve ölçülen değişik değerleri göstermek için panel üzerinde yakıt debisi, hava debisi, motor devri, motor yükü, motor yağ basıncı, emme manifold basıncı, soğutma suyu giriş-çıkış sıcaklığı, egzoz sıcaklığı, emme havası sıcaklığı ve yakıt sıcaklığı gibi göstergeler bulunmaktadır. Ayrıca, motor start anahtarı ile gaz kontrol kumandası ve yük kontrol kumandaları yer almaktadır. Şekil 2.23'de kontrol panelinin görünümü verilmektedir.



Şekil 2.23. Kontrol panelinin görünümü [85].

2.4. Motor Performans Değerlerinin Hesaplanması

Motorlarda yakıtın kimyasal enerjisi mekanik enerjiye dönüştürülür. Fakat bu esnada enerjinin bir kısmı sürtünme ve ısı kayıpları gibi sebeplerden dolayı harcanır. Motor performansının bir göstergesi olan fren motor gücü motor milinden elde edilen kullanılabilir yani faydalı güçtür. Bu fren gücü (faydalı güç) motor milinden elde edilen tork, devir sayısı ve açısal hızın bir fonksiyonudur. Burada *T: tork (Nm)* ve *n: motor devri (d/d)* olmak üzere P_b*: fren gücü (kW)* denklem 2.8 ile hesaplanabilir [68].

$$P_b = \frac{2\pi.n.T.10^{-3}}{60} \quad kW \tag{2.8}$$

Yakıtın kimyasal enerjisinin mekanik harekete dönüşüm oranını ifade eden ısıl verim motor performansı için çok önemli bir parametre olup motor fren gücü, yakıt akış debisi ve yakıtın alt ısıl değerine bağlıdır. Denklem 2.9'da verilen η_{th} *ısıl verimi* m_f *(kg/sn) yakıt akış debisini* ve *LHV (kJ/kg) yakıtın alt ısıl değerini* göstermektedir [68].

$$\eta_{th} = \frac{P}{\dot{m}_f * LHV} \tag{2.9}$$

Birim zamanda birim güç başına tüketilen yakıt miktarını gösteren özgül yakıt tüketimi içten yanmalı motorların en önemli performans parametrelerinden biridir. Fren özgül yakıt

tüketimin hesaplanabilmesi için fren gücünün ve yakıt akış debisinin bilinmesi gerekmektedir. Fren özgül yakıt tüketimi eşitlik 2.10 kullanılarak hesaplanabilir.

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (g/kW.h) \tag{2.10}$$

Burada *fren özgül yakıt tüketimi bsfc (g/kW.h), yakıt akış debisi* m_f *(g/h)* ve *fren gücü* P_b *(kW)* ile ifade edilir [66].

Motordan elde edilen güç silindir içerisine alınan hava miktarı ile doğru orantılıdır. Bu sebepten içten yanmalı motorlarda, motorun gerçek çalışma koşullarında tükettiği hava miktarının teorikte kullanması gereken hava miktarına oranı ile bulunan volümetrik verim önem kazanmaktadır [87].

Motor içerisine alınan *havanın debisi* m_a *(g/h), yoğunluğu* ρ_a *(kg/m*^{3}*), silindirin deplasman hacmi* V_d *(m*^{3}*)* ve *motor devri n (d/d)* olmak üzere *volümetrik verim* η_v aşağıdaki formül ile bulunabilir.

$$\eta_v = \frac{2m_a.10^{-3}}{60.\rho_a V_d.n} \tag{2.11}$$

Pistonlu motorlar için önemli bir parametre olan volümetrik verim motor dizaynına, motor elemanlarına, sıkıştırma oranına, motor devrine, yakıt tipine, hava fazlalık katsayısına, havanın sıcaklığı ve havanın basıncına bağlı olarak değişebilir [68, 87].

Yanma sonucu krank mili açısına göre açığa çıkan ısıyı ifade eden ısı salınım oranı eşitlik 2.12 kullanılarak hesaplanmıştır. Eşitlikte yer alan *θ: krank mili açısını, P: silindir içi basıncı, V: silindirin toplam hacmini ve k: havanın özgül ısılar oranını* ifade eder. Denklemde kullanılan ve krank açısı ile değişen silindir hacmi ise eşitlik 2.13 ile elde edilmiştir.

$$\frac{dQ_{net}}{d\theta} = \frac{k}{k-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dP}{d\theta} \tag{2.12}$$

$$V_\theta = V_c * \left\{ 1 + \frac{1}{2}(r_c - 1) \left[\left(\frac{l}{a}\right) + 1 - Cos\theta - \sqrt{\left(\left(\frac{l}{a}\right)^2 - Sin^2\theta\right)} \right] \right\} \tag{2.13}$$

2.13 eşitliğinde verilen V_θ*: herhangi bir krank açısındaki silindirin hacmini,* V_c*: yanma hacmini,* r_c*: sıkıştırma oranını, l: strok mesafesini, a:krank mili yarıçapını ve θ: krank açısını* ifade etmektedir.

Motor performans parametrelerinden biri olan ve yakıtın kimyasal enerjisinin oluşturduğu birim hacim üzerindeki kuvveti ifade eden IMEP (indüke ortalama efektif basınç) değeri eşitlik 2.14 kullanılarak tespit edilmiştir. Eşitlikte verilen V_d*: toplam silindir hacmi, P: anlık silindir içi basıncı ve V: anlık silindir içi hacmi* göstermektedir.

$$IMEP = \frac{1}{V_d}\int P * dV \tag{2.14}$$

Çevrimler arası yanma analizinin yapılmasında kullanılan ve bu bölümde verilen bütün denklemeler Heywood'un [68] eserinden alınmıştır.

2.5. Motor Emisyon Değerlerinin Hesaplanması

Doğalgaz ve hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtlarının yanması sonucu açığa çıkan HC, CO, CO_2, O_2 ve NO_X emisyonları Capelec CAP 3200 model egzoz emisyon cihazı kullanılarak ölçülmüştür. Emisyonlardan CO, CO_2 ve O_2 % (yüzde) olarak ölçülürken HC ve NO_X değerleri ppm olarak ölçülmüştür. Fakat bu gösterim biçiminde üretilen güç ve motor hacmi gibi parametreler hesaba katılamamaktadır. Bu sebepten emisyon değerleri ayni şartlardaki özgül yakıt tüketimine bağlı olan ve 1 kWh için üretilen emisyonun gram cinsinden miktarını ifade eden emisyon spesifik değeri olarak herbir emisyon için hesaplanmış ve Bölüm 3'de sunulmuştur. HC, CO_2, O_2 ve NO_X emisyonlarının spesifik emisyon değerleri eşitlik 2.15 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$SE_A = \frac{n_A * MA_A}{n_{HCNG} * MA_{HCNG}} * bsfc \quad (g/kW.h) \tag{2.15}$$

Yukarıdaki eşitlikte verilen SE_A*: A emisyonunun spesifik emisyon değerini,* n_A*: A emisyonunun mol sayısını,* MA_A*: A emisyonunun molekül ağırlığını,* n_{HCNG}*: yakıtın mol sayısını,* MA_{HCNG}*: yakıtın molekül ağırlığını* ve *bsfc: fren özgül yakıt tüketimini* ifade etmektedir [88].

2.6. Deneylerin Yapılması

Yapılan bu proje çalışmasında, saf doğalgaz (% 100 CNG), % 95 CNG + % 5 H_2, % 90 CNG + % 10 H_2 ve % 80 CNG + % 20 H_2 yüzdelerine sahip hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtı sıkıştırma oranı ve ateşleme sistemi değiştirilmiş motorda alternatif yakıt olarak kullanılmış ve motor performans ve emisyon değerleri deneysel olarak incelenmiştir. Öncelikle motorun piston yapısı değiştirilerek sıkıştırma oranı 9.6, 12.5 ve 15 olarak ayarlanmıştır. Her bir sıkıştırma oranlarında motor 1150, 1500, 2000 ve 2500 devirlerinde 5, 10, 15 ve 20 derece KMA ateşleme avansları kullanılarak 0.90-1.3 hava fazlalık katsayısı aralığında motor performans ve emisyon değerleri ölçülmüştür.

Deneylerde kullanılan gaz yakıtlarının akışı 12.5, 8 ve 1 barlık regülatörler ile ayarlanarak yakıt sabit basınçta motorun emme manifolduna enjekte edilmiştir. Karışım için kullanılan gazların karışım ünitesine giriş basınçları sabit tutulmuş ve aralarında basınç farklılıklarının oluşmaması sağlanmıştır. Çalışmalar esnasında yakıt akışı sabit tutulmuş ve hava girişi değiştirilerek hava fazlalık katsayısı istenilen değere ayarlanmıştır.

Farklı sıkıştırma oranları ve ateşleme avanslarında doğalgaz ve hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtlarının motor performans ve emisyon değerlerine etkisinin araştırıldığı bu çalışmada bütün deneyler motorun tam yük koşullarında gerçekleştirilmiştir. Ayrıca tam yük koşullarında motor devrinin değiştirilmesi için motor üzerine etkiyen fren kuvveti kullanılmıştır.

Yapılan deneylerde çevrimler arası farklılığın oluşmaması için her bir değerin kaydedilmesinden önce motorun 30 saniye boyunca stabil çalışması sağlanmıştır.

3. BÖLÜM

BULGULAR

3.1. Giriş

Yapılan bu proje çalışmasında, değişik oranlarda (% 100 CNG, % 95 CNG + % 5 H_2, % 90 CNG + % 10 H_2 ve % 80 CNG + % 20 H_2) hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtı sıkıştırma oranı ve ateşleme sistemi değiştirilmiş bir buji ateşlemeli motorda alternatif yakıt olarak kullanılmış ve motor performansı ile emisyonları deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada, tercih edilen 9.6, 12.5 ve 15 sıkıştırma oranları piston yapısı değiştirilerek sağlanmıştır. Bütün çalışmalar tam yük koşullarında yapılmıştır. 1150, 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devirlerinde yapılan deneyler 0.90-1.3 hava fazlalık katsayısı aralığında ve 5,10, 15 ve 20 derece ateşleme avanslarında gerçekleştirilmiştir.

Deneyler esnasında tork, motor devri, yakıt tüketimi, silindir içi basınç ve emisyonlar gibi parametreler ölçülmüştür. Ölçülen deneysel verilerden ısıl verim, motor fren gücü, özgül yakıt tüketimi, volümetrik verim, indüke efektif basınç ve ısı salınım oranı gibi değerler hesaplanmıştır. Deneylerden ve hesaplamalardan elde edilen sonuçlar bu bölüm içerisinde değerlendirilmektedir.

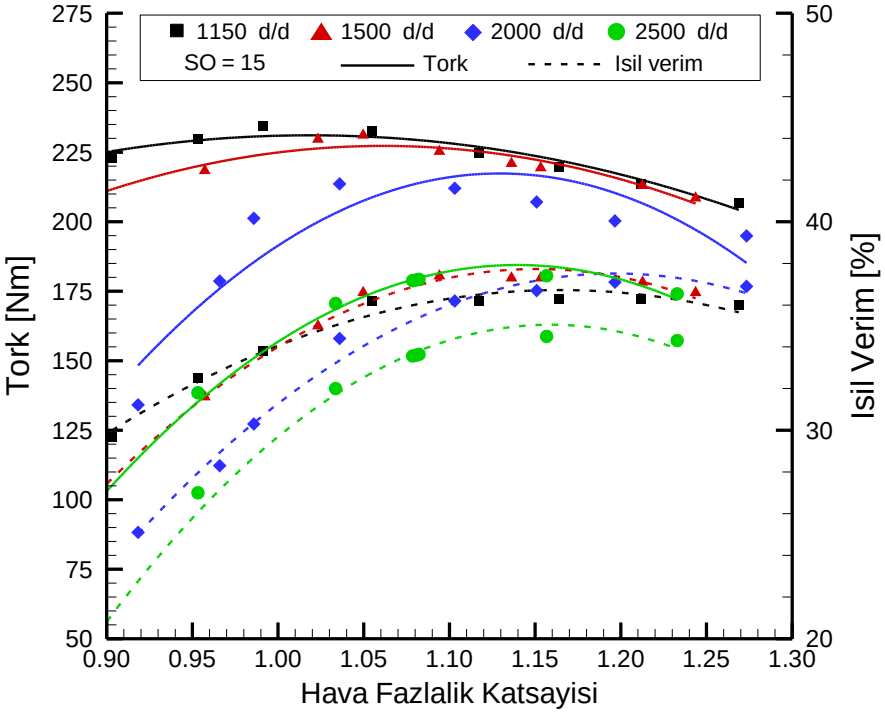
3.2. Sıkıştırma Oranının Motor Performansına Etkisi

Günümüze kadar yapılan deney ve uygulamalardan görülebildiği gibi içten yanmalı motorlarda performansı etkileyen en önemli parametrelerden birisi sıkıştırma oranıdır. Teorikte sıkıştırma oranı arttıkça motor performansı iyileşmektedir. Fakat değişik çalışma koşulları ve değişik yakıt türleri için sıkıştırma oranının artırılması her zaman iyi sonuçlar vermeyebilir. Bu sebepten sıkıştırma oranındaki değişimlerin motor performansı üzerine etkisi analiz edilmeden önce sıkıştırma oranının motor yapısı ve davranışı üzerine etkisi irdelenmelidir. Bir içten yanmalı motorda sıkıştırma oranı arttıkça aşağıdaki sonuçlar görülebilmektedir.

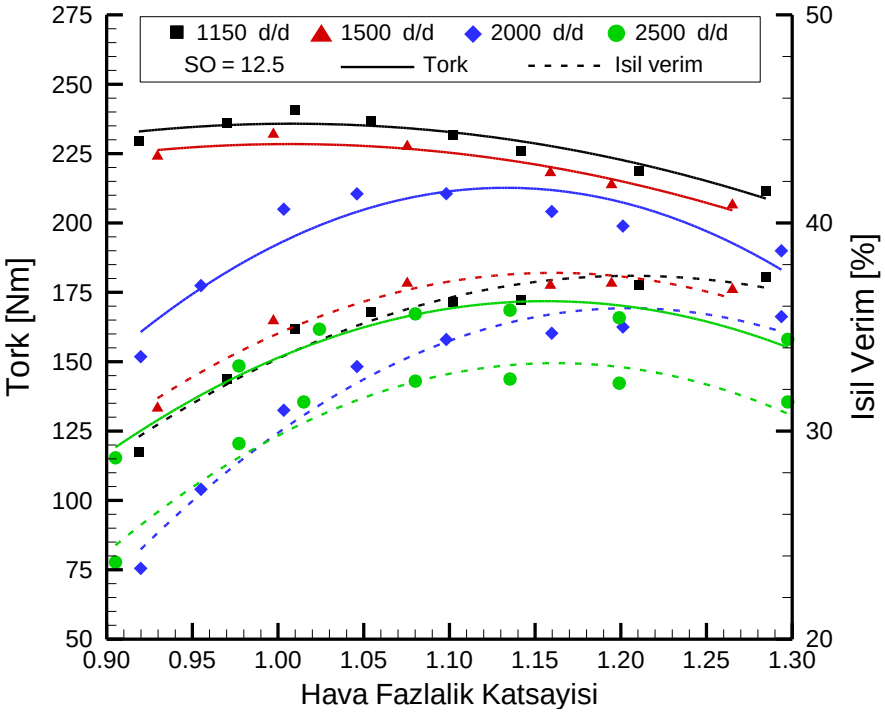
1. Sıkıştırma oranı arttıkça silindir içerindeki sıcaklık ve basınç artmaktadır. Bunun sonucunda yanma hızı artmaktadır [66, 68 ve 89].
2. Sıkıştırma oranına bağlı olarak yanma hızını artıran diğer bir sebepte sıkıştırma stroku sonunda karışım konsantrasyonunun artmasıdır [10].
3. Yanma hacmi azaldığından silindir içi sıcaklık artmaktadır
4. Aynı zamanda genişleme oranı arttığından egzoz gaz sıcaklığı ve egzozdan atılan enerji azalmaktadır [68].
5. Sıkıştırma stroku sonundaki sıcaklığı artırırken genişleme ve egzoz stroku sonundaki sıcaklığı azaltmaktadır. Böylece çevrimde kullanılacak olan sıcaklık farkını artırmaktadır [68].
6. Ayrıca baskı kuvveti arttığından yanma hızı ve türbülans yoğunluğu artar dolayısıyla yanma süresi kısalır [10, 87 ve 90].
7. Fakir karışım yanma sınırlarını geliştirir [91]
8. Yanma esnasında yüzey hacim oranı arttığından ısı transferi artacak ve ısı kaybına sebep olacaktır [66, 68 ve 92].
9. Sıkıştırma oranının performans üzerine olumsuz etkilerinden birisi de pompa kayıplarını ve sürtünmeyi artırmasıdır [68].
10. Silindir içerisine alınan hava miktarı azalacaktır [10].
11. Ayrıca yakıtın kendi kendine tutuşması için gerekli enerjiyi azaltacak ve vuruntuya sebep olabilecektir [66].

Modifiye edilmiş bir buji ateşlemeli motorda sıkıştırma oranının performans parametrelerine etkisinin irdelendiği bu bölümde uygun ateşleme avansı ve doğalgaz kullanımı ile motor devrine ve hava fazlalık katsayısına göre performans parametrelerinde ki değişimler verilmiştir.

Şekil 3.1-3.4'de sıkıştırma oranına bağlı olarak doğalgaz kullanımı sonucu motor devrine ve hava fazlalık katsayısına göre ölçülen tork ve hesaplanan ısıl verim değerlerinin değişimleri verilmektedir. Şekiller incelendiğinde düşük devirde (1150 d/d) SO=12.5 sıkıştırma oranında tork ve ısıl verim açısından daha iyi performans elde edildiği fakat devir arttıkça SO=15 sıkıştırma oranında daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir. Ayrıca devir arttıkça 9.6 sıkıştırma oranında elde edilen değerlerin kötüleştiği izlenmektedir.



Şekil 3.1. SO=15 sıkıştırma oranında ve farklı motor devirlerinde hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri.

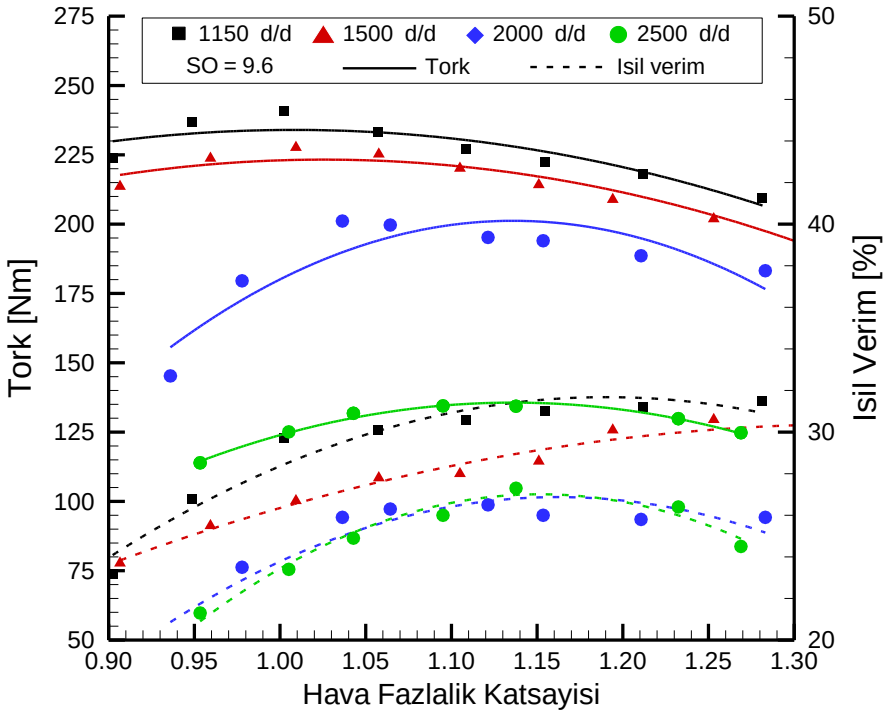


Şekil 3.2. SO=12.5 sıkıştırma oranında ve farklı motor devirlerinde hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri.

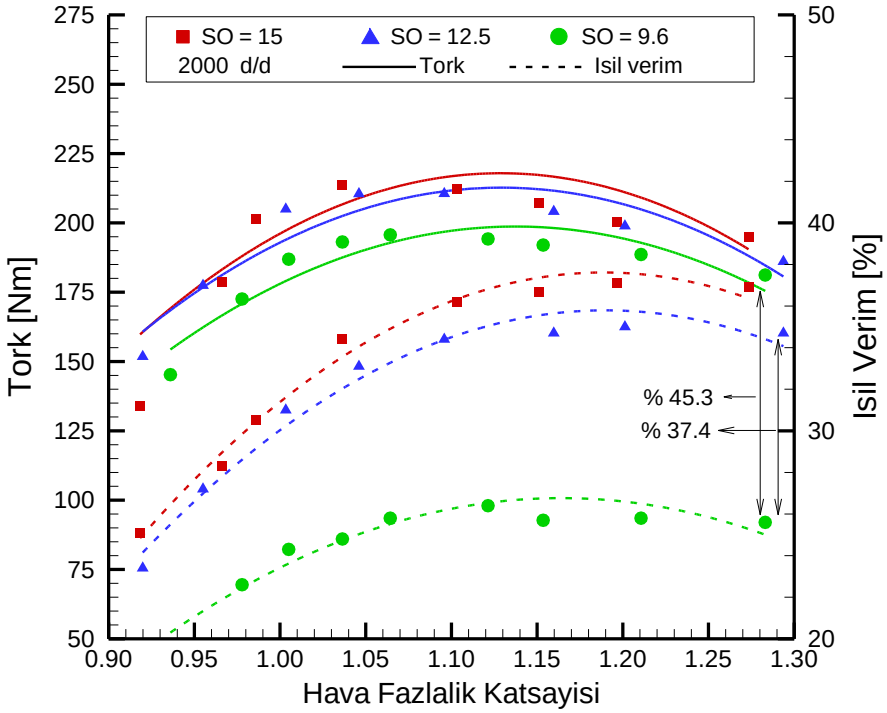
1150 d/d ve λ=1.0 civarında en yüksek tork değeri (241 Nm) SO=12.5'de elde edilirken aynı şartlarda SO=9.6'da 239 Nm ve SO=15'de 235 Nm tork elde edilmiştir. Ayrıca 1150 d/d'da ısıl verimin maksimum seviyede ölçüldüğü λ=1.2'de SO=15, SO=12.5 ve SO=9.6 için sırasıyla % 36.3, 37 ve 31.2 olarak ölçülmüştür. 1500 ve 2000 d/d motor devirlerinde ve aynı hava fazlalık katsayısı değerlerinde SO=15, SO=12.5 ve SO=9.6 için ısıl verim değerleri % 37.1, 37.1 ve 30.2; 37.1, 35.1 ve 25.9 elde edilmiştir. 2500 d/d motor devrinde ise en yüksek tork değerleri yaklaşık λ=1.15'de elde edilmiş ve SO=15, SO=12.5 ve SO=9.6 için sırasıyla 181, 169 ve 134 Nm olarak ölçülürken aynı şartlarda ısıl verim ise sırayla % 34.4, 32.5 ve 27.2 olarak elde edilmiştir.

Motor devrinin artması ile SO=15 olduğu sıkıştırma oranının avantajlı hale gelmesi silindir içi basınç ve sıcaklık değerleri ile alev hızından kaynaklanmaktadır. Sıkıştırma oranının artması ile silindir içi basınç ve sıcaklık değerleri ile alev hız değerleri artmakta dolayısıyla yanma işlemi devir ile artan piston hızına uyumlu gerçekleşirken volümetrik verimden kaynaklanan kayıplar giderilmektedir.

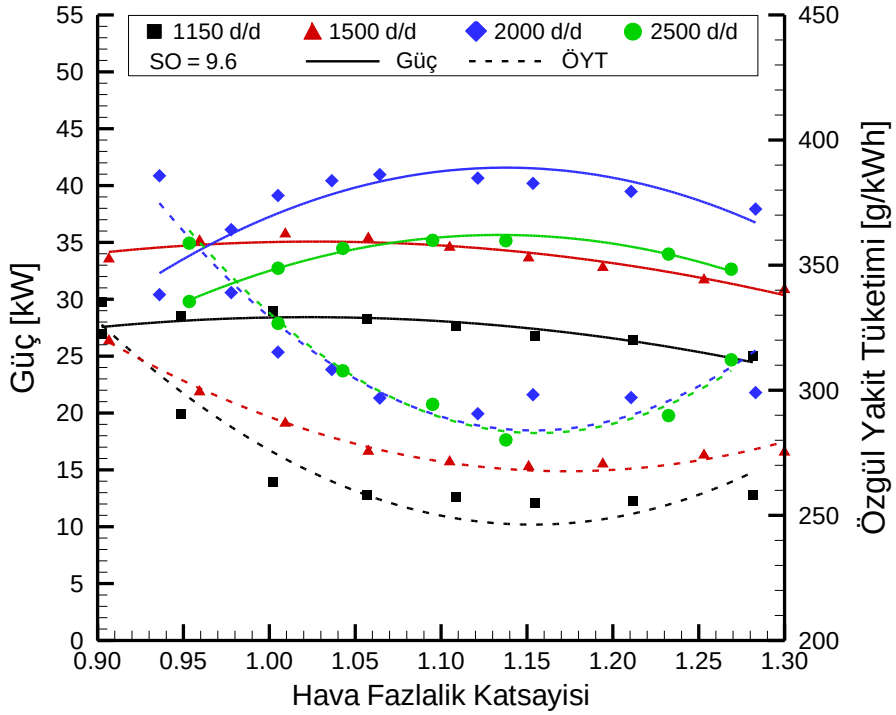
Şekiller incelendiğinde, sabit bir sıkıştırma oranı için motor devri arttıkça volümetrik verimin azalmasından dolayı torkun azaldığı ve ısıl verimin 1150 ve 1500 d/d için fazla değişmediği fakat 2000 ve 2500 d/d devirlerinde azaldığı görülmektedir. Sıkıştırma oranı 12.5 ve motor devri 1150 d/d iken λ=1.0 ve λ=1.2 de 241 ve 219 Nm tork ve % 34.9 ve 37 ısıl verim elde edilmiştir. Aynı sıkıştırma oranında ve hava fazlalık katsayısı değerlerinde 1500, 2000 ve 2500 d/d için 232 ve 214 Nm; 204 ve 199 Nm; 162 ve 166 Nm tork ölçülmüş ve % 35.3 ve 37.1; % 31 ve 35.1; % 31.7 ve 32.3 ısıl verim hesap edilmiştir. Ayrıca hava fazlalık katsayısının artması ile tork değerleri 1150-2000 d/d arası maksimum noktaya stokiometrik şartlarda ulaşmakta ve daha sonra azalmaktadır. 2500 d/d devrinde ise λ=1.1 değerinde maksimum noktaya ulaşmaktadır. Benzer şekilde ısıl verimin λ=1.15-1.2 değerine kadar arttığı daha sonra azaldığı görülmektedir. Sıkıştırma oranı 12.5 ve motor devri 1500 d/d iken λ=0.9, λ=1.0, λ=1.15, λ=1.25 civarında 224, 232, 218 ve 206 Nm motor torku ve % 31.1, 35.3, 37.2 ve 36.7 ısıl verim değerleri elde edilmiştir. Aynı devirde ve hava fazlalık katsayısında 15 ve 9.6 sıkıştırma oranları için sırayla 210, 231, 222 ve 210 Nm; 214, 228, 214 ve 197 Nm tork ve % 27, 35.5, 37.4 ve 36.8; % 22.1, 26.9, 30.2 ve 30.5 ısıl verim oluşmaktadır. Değerler incelendiğinde ısıl verimde sıkıştırma oranının 9.6'dan 12.5'e artırılması ile % 16 ile % 37.4; 15'e artırılması ile % 15.5 ile % 45.3 arasında artışlar görülmektedir.



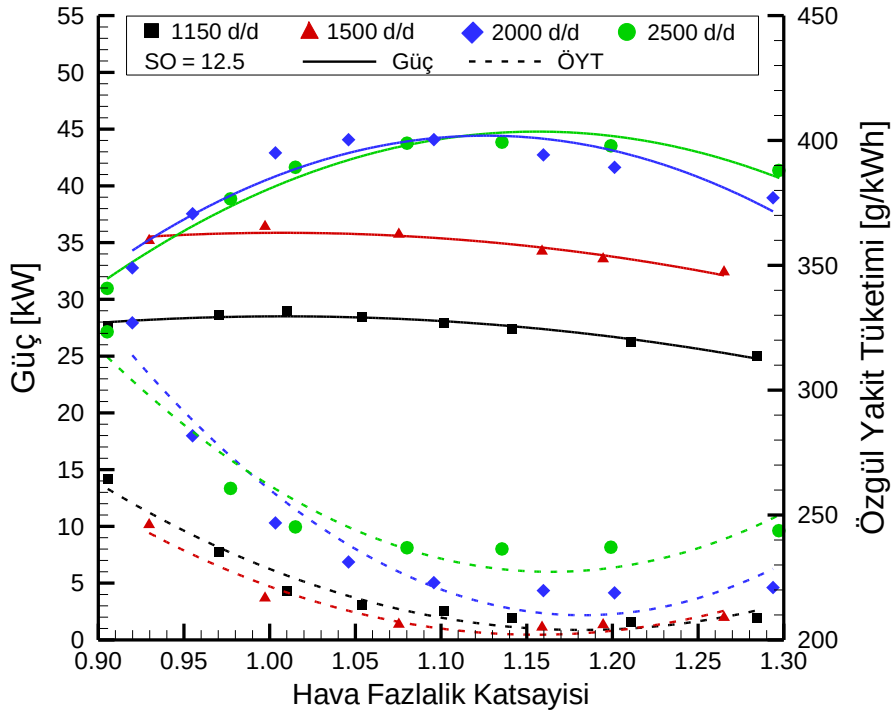
Şekil 3.3. SO=9.6 sıkıştırma oranında ve farklı motor devirlerinde hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri.



Şekil 3.4. 2000 d/d motor devrinde ve farklı sıkıştırma oranlarında hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri.



Şekil 3.5. Değişik motor devirlerinde hava fazlalık katsayısına göre güç ve özgül yakıt tüketim değerleri (SO=9.6).



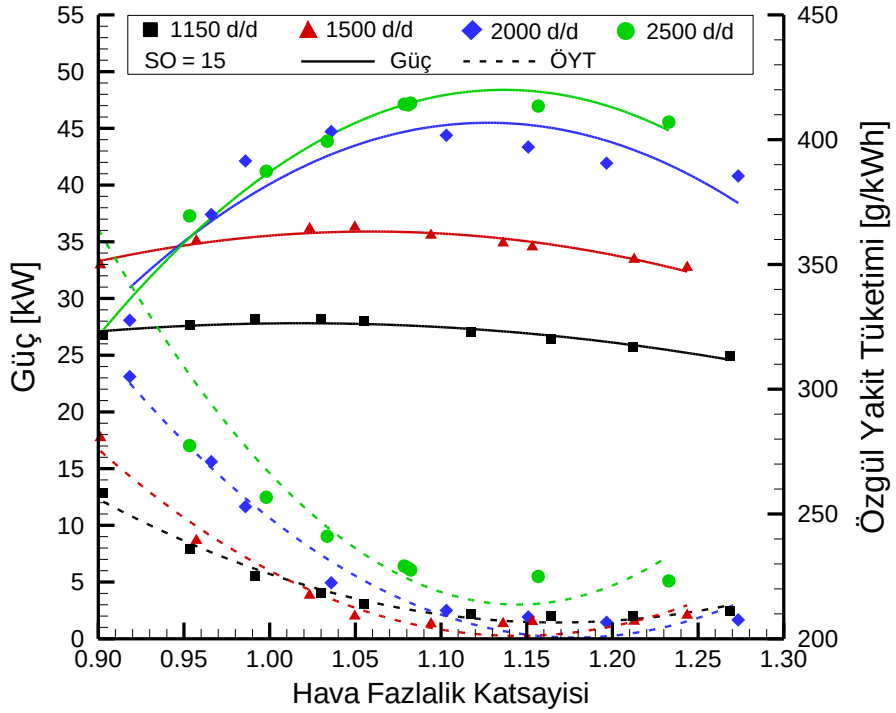
Şekil 3.6. Değişik motor devirlerinde hava fazlalık katsayısına göre güç ve özgül yakıt tüketim değerleri (SO=12.5).

İçten yanmalı motorların en önemli performans parametrelerinden olan motor gücü ve özgül yakıt tüketimi değerlerinin hava fazlalık katsayısına göre değişimleri Şekil 3.5-3.7'de verilmektedir. Sıkıştırma oranı 9.6'dan 12.5'e artırılırken güç değerleri 1150 d/d devirde değişmemiş 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devirlerinde ise beklenildiği gibi artmıştır. Motor devrinin artması ile güçteki artış daha fazla olmuştur. Güçte meydana gelen artışlar λ=1 civarında 1500 d/d'da 1 kW, 2000 d/d'da 2 kW ve 2500 d/d'da 10 kW olarak gerçekleşmiştir. Sıkıştırma oranı 12.5'de 15'e çıkarıldığında motor gücü 1150 d/d devrinde küçük bir miktar azalmış, 1500 ve 2000 d/d motor devirlerinde önemli bir değişim olmamış ve 2500 d/d motor devrinde özellikle stokiometrik şartlardan sonra % 7'lere varan belirgin bir artış görülmüştür. Sıkıştırma oranının artmasıyla silindir içi basınç ve sıcaklık değerleri ile alev hızları artırmaktadır. Bunun sonucunda piston hızının yavaş olduğu 1150 d/d'da erken yanma ile güçte düşme, pistonun hızlı olduğu 2500 d/d'da ise yanmanın uygun zamanda oluşması ve volümetrik kayıpların sıkıştırma oranındaki artışlarla karşılanmasından dolayı güçte artma görülmüştür.

Deneysel sonuçlardan hesaplanan maksimum güç değerleri genellikle λ=1.05 ile 1.1 arasında elde edilmiştir. SO=15 için maksimum güç 2500 d/d motor devrinde 47.1 kW, SO=12.5 ve SO=9.6 için 2000 d/d motor devrinde sırayla 44 kW ve 42.2 kW olarak hesaplanmıştır. Minimum güç değerleri ise bütün sıkıştırma oranları için 1150 d/d motor devrinde elde edilmiştir.

Değişik sıkıştırma oranlarında hava fazlalık katsayısına göre güç ve özgül yakıt tüketim değerlerinin verildiği şekillerde görüldüğü gibi sıkıştırma oranının 9.6'dan 12.5'e çıkarılması ile bütün devirlerde özgül yakıt tüketimi azalmaktadır. SO=9.6 için λ=1.05 civarında ve 1150 d/d motor devrinde 253 g/kWh elde edilen özgül yakıt tüketim değeri SO=12.5'de ve aynı şartlarda 206 g/kWh'e düşmüştür. 2500 d/d motor devrinde ve aynı şartlarda sırayla 330 ve 240 g/kWh olmuştur. Sıkıştırma oranı 12.5'den 15'e çıkarıldığında 1150 ve 1500 d/d motor devrinde önemli bir değişim olmamış fakat 2000 ve 2500 d/d motor devrinde belirgin bir azalma görülmüştür.

247, 205 ve 205 g/kWh en düşük özgül yakıt tüketim değerleri λ=1.1 ile λ=1.2 arasında SO=9.6 için 1150 d/d motor devrinde ve SO=12.5 ile SO=15 sıkıştırma oranlarında ise 1500 d/d motor devrinde elde edilmiştir. Son olarak en yüksek özgül yakıt tüketim değerleri 2500 motor devrinde elde edilmiştir.

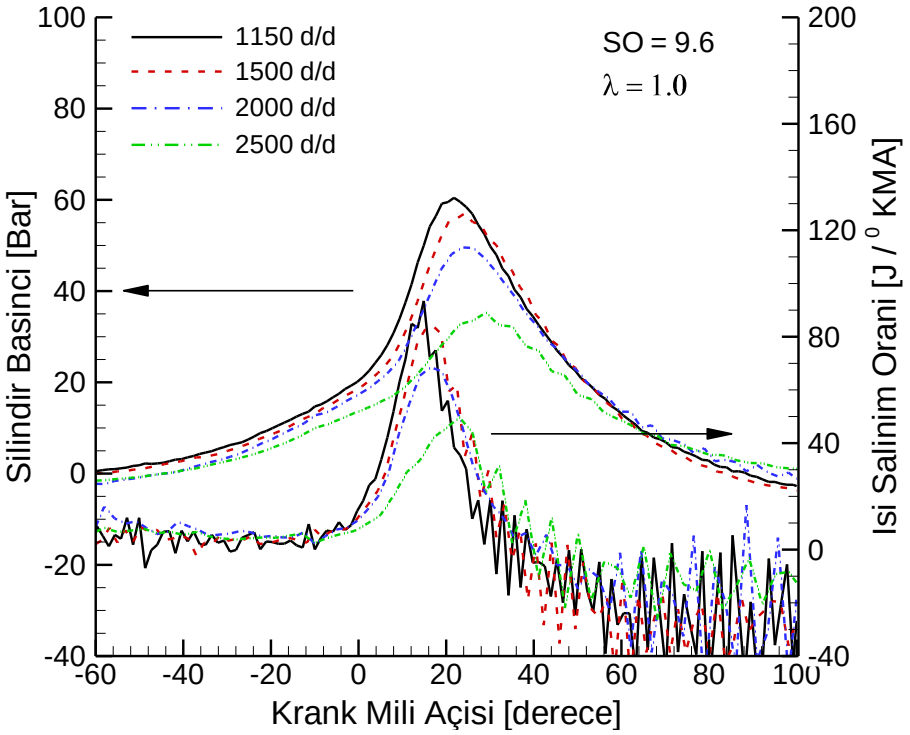


Şekil 3.7. Değişik motor devirlerinde hava fazlalık katsayısına göre güç ve özgül yakıt tüketim değerleri (SO=15).

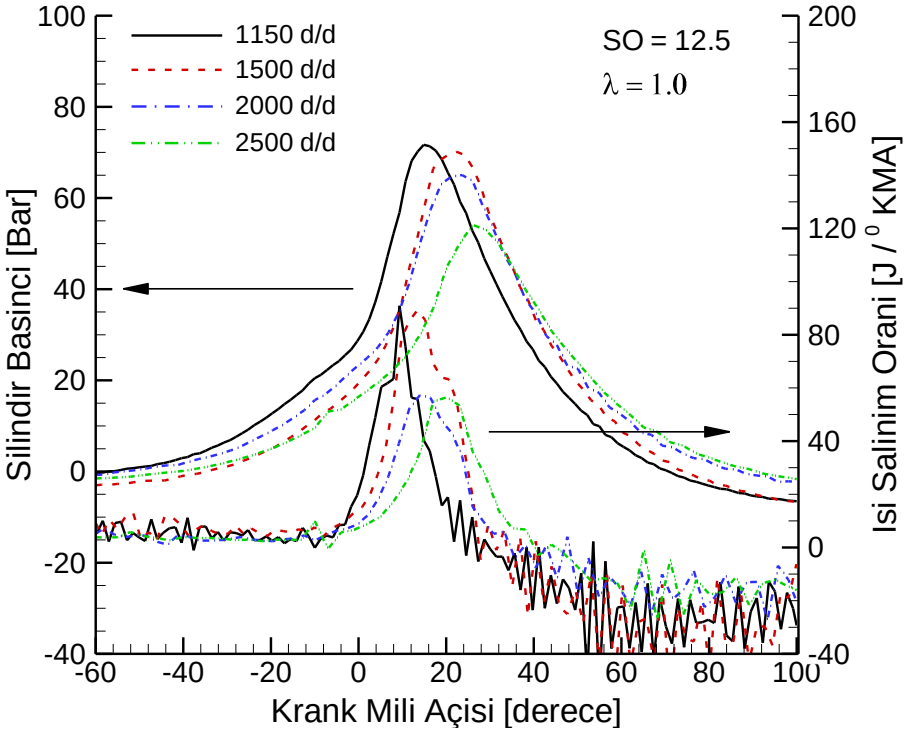
3.3. Sıkıştırma Oranının Silindir İçi Basınca ve Isı Salınım Oranına Etkisi

Yakıt enerjisinin mekanik harekete dönüştürüldüğü içten yanmalı motorlarda enerji dönüşümünün en önemli safhalarından birisi piston üzerine kuvvet oluşturacak silindir içi basıncın sağlanmasıdır. Bununla beraber basıncın doğru zamanda oluşturulması basınç oluşumu kadar önemlidir. Bu sebepten buji ateşlemeli motorda HCNG kullanımının motor performansına etkisinin araştırıldığı bu çalışmada silindir içi basınç değişimleri ve ısı salınım oranları irdelenmiştir. Ayrıca farklı sıkıştırma oranları ve motor devirlerinde oluşan çevrimsel farklılıklar ortaya konulmuştur.

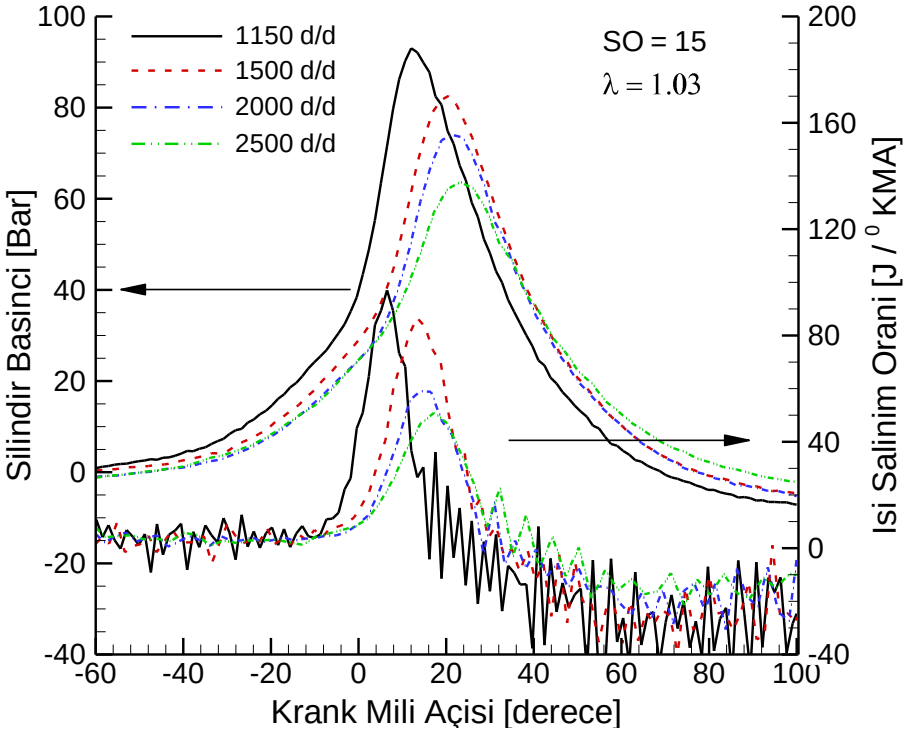
Stokiometrik şartlarda farklı sıkıştırma oranları ve motor devirleri için krank mili açısına bağlı olarak ölçülen silindir içi basınç değerleri ve hesaplanan ısı salınım oranları Şekil 3.8-3.15'de verilmektedir. Şekillerde görüldüğü gibi en yüksek basınç değerleri SO=15'de elde edilirken en düşük değerler SO=9.6'da ölçülmüştür. Örneğin 1500 d/d motor devrinde 15, 12.5 ve 9.6 sıkıştırma oranları için sırasıyla 82.6, 70.1 ve 57 bar maksimum silindir içi basınç değerleri elde edilmiştir. Aynı şekilde 2500 d/d için 64.2, 54.1 ve 35 bar maksimum silindir içi basınç değerleri ölçülmüştür.



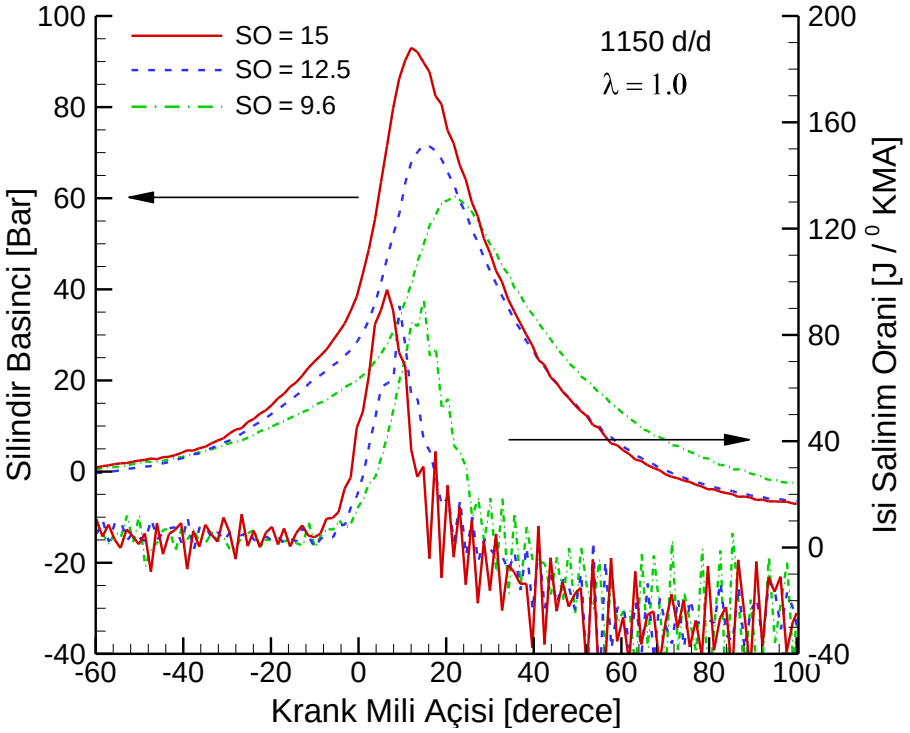
Şekil 3.8. Değişik motor devirlerinde krank mili açısına göre silindir basıncı ve ısı salınım oranlarının değişimi (SO=9.6, λ=1.0).



Şekil 3.9. Değişik motor devirlerinde krank mili açısına göre silindir basıncı ve ısı salınım oranlarının değişimi (SO=12.5, λ=1.0).



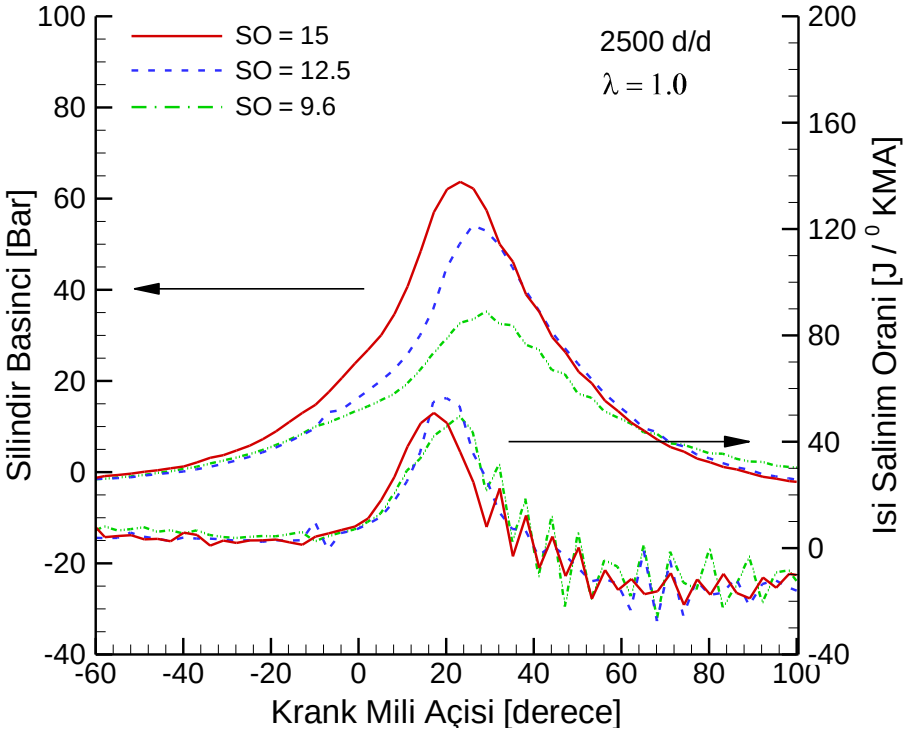
Şekil 3.10. Değişik motor devirlerinde krank mili açısına göre silindir basıncı ve ısı salınım oranlarının değişimi (SO=15, λ=1.03).



Şekil 3.11. Değişik sıkıştırma oranlarında krank mili açısına göre silindir basıncı ve ısı salınım oranlarının değişimi (1150 d/d, λ=1.0).

Motor devirlerinin silindir içi basınç değişimlerine etkisi irdelendiğinde en yüksek basınç değerinin 1150 d/d motor devrinde elde edildiği görülmektedir. Daha sonra maksimum basınç değerleri sırasıyla 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devrinde ölçülmüştür. SO=15 sıkıştırma oranında 1150 d/d için maksimum silindir içi basınç 93 bar ölçülürken 1500, 2000 ve 2500 d/d için sırasıyla 82.6, 74 ve 64.2 bar ölçülmüştür. Sonuç olarak sıkıştırma oranının artması ile beklenildiği gibi silindir içi basınç değerleri artarken devir artışı ile silindir içi basınç değerleri azalmaktadır.

Krank mili açısına bağlı olarak ölçülen basınç değerleri incelendiğinde sıkıştırma oranı arttıkça maksimum basınç değerlerinin daha düşük açılarda oluştuğu görülmektedir. Örneğin 1500 d/d motor devrinde SO=9.6 için maksimum basınç değeri 24.2^0 krank mili açısında oluşurken SO=12.5 ve SO=15 için 22.4^0 ve 20.6^0 açılarında oluşmuştur. Burada sıkıştırma oranının artması alev hızını artırmış [93, 94] ve maksimum basınç değerleri ve basınç eğrileri üst ölü noktaya yaklaşmıştır.



Şekil 3.12. Değişik sıkıştırma oranlarında krank mili açısına göre silindir basıncı ve ısı salınım oranlarının değişimi (2500 d/d, λ=1.0).

Ayrıca motor devrindeki değişimlerin basınç eğrileri üzerine etkisi incelendiğinde motor devrinin artması piston hızını artırdığından maksimum basınç değerleri daha yüksek krank

mili açılarında oluşmuştur [95]. Yani, basınç eğrilerinin üst ölü noktadan uzaklaştığı görülmektedir. Örneğin SO=15 ve 1150 d/d motor devrinde maksimum basınç değeri 12^0 krank mili açısında oluşurken 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devrinde 20.6^0, 21.3^0 ve 23.2^0 açılarında oluşmuştur.

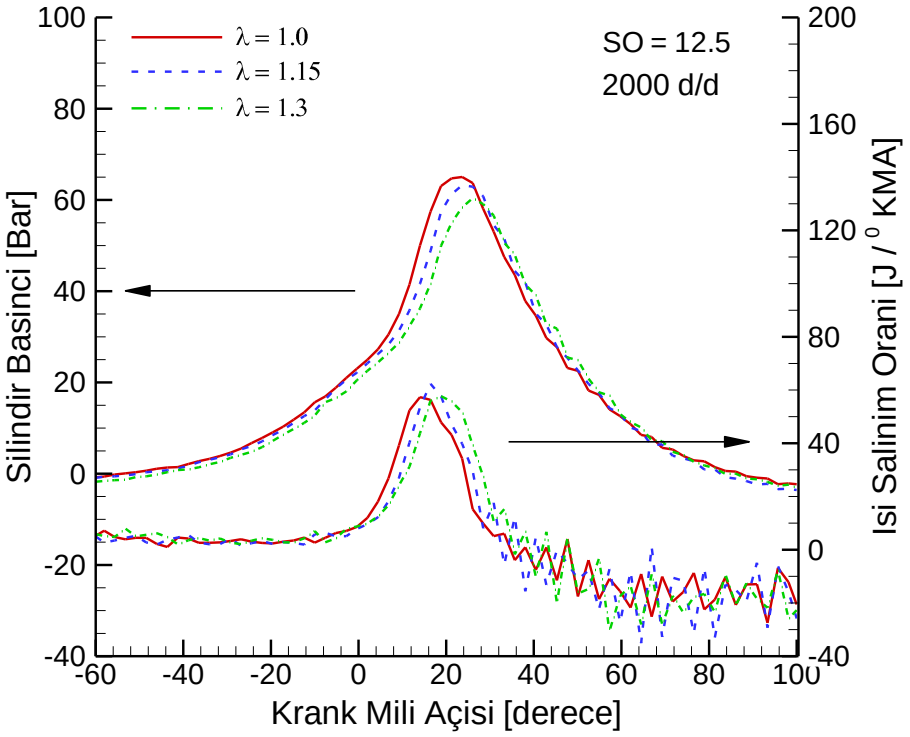
Krank mili açısına bağlı ısı salınım oranlarındaki değişimler incelendiğinde sıkıştırma oranı arttıkça ısı salınım eğrilerinin üst ölü noktaya yaklaştığı görülmektedir. 2000 d/d motor devrinde SO=9.6 için 69 J/^{0} KMA maksimum ısı salınım oranı 18^0 krank mili açısında oluşurken SO=12.5 ve SO=15 için 58 J/^{0} KMA ısı salınım oranı 16.4^0 açıda ve 59.1 J/^{0} KMA ısı salınım oranı 14.1^0 açıda maksimuma ulaşmaktadır. Devirler açısından ısı salınım oranları incelendiğinde devir arttıkça genellikle ısı salınım oranları azalmakta ve üst ölü noktadan uzaklaşmaktadır. SO=15 ve 1150 d/d motor devrinde 97 J/^{0} KMA maksimum ısı salınım oranı 6.5^0 krank mili açısında oluşurken 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devrinde sırası ile 86, 59.1 ve 50.9 J/^{0} KMA maksimum ısı salınım oranı 13.4^0, 14.1^0 ve 17.2^0 krank mili açısında oluşmaktadır.

Stokiometrik şartlarda farklı sıkıştırma oranları ve motor devirleri için krank mili açısına bağlı olarak ölçülen silindir içi basınçların ve hesaplanan ısı salınım oranlarının maksimum değerleri ile maksimum noktaya ulaştıkları krank mili açıları ve aynı şartlarda hesaplanan indüke efektif basınç (imep) değerleri Tablo 3.1'de verilmektedir. Tabloda verilen indüke efektif basınç (imep) değerlerinin genellikle aynı şartlarda ölçülen maksimum basınç değerleri ve aynı şartlarda motorda üretilen fren tork değerleri ile benzerlik içerdiği görülmektedir.

Şekil 3.13'de 2000 d/d motor devri ve SO=12.5 sıkıştırma oranı için hava fazlalık katsayısının silindir içi basınç değerlerine ve ısı salınım oranlarına etkisi verilmektedir. λ=1.0, λ=1.15 ve λ=1.3 değerleri için verilen şekilde görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı değeri arttıkça basınç değerleri azalmakta ve basınç eğrileri ile ısı salınım oranının eğrileri üst ölü noktadan uzaklaşmaktadır. Burada hava fazlalık katsayısının artması karışımı fakirleştirerek alev hızını azaltmakta [96, 97] ve dolayısıyla yanmayı geciktirmektedir. Ayrıca karışımın fakirleşmesiyle açığa çıkan enerji azalmaktadır [98]. Sonuçta da silindir içi basınç değerleri azalmaktadır.

Tablo 3.1. Stokiometrik şartlarda farklı sıkıştırma oranları ve motor devirleri için CNG kullanılmasıyla oluşan İmep, P_{MAX}, θP_{MAX}, $ROHR_{MAX}$ ve $\theta ROHR_{MAX}$ değerleri.

Sıkıştırma Oranı	**Devir (d/d)**	**İmep (bar)**	**P_{MAX} (bar)**	**Tork (Nm)**	**θP_{MAX} (^{0} KMA ÜÖNS)**	**$ROHR_{MAX}$ (J/^{0} KMA)**	**$\theta ROHR_{MAX}$ (^{0} KMA ÜÖNS)**
9.6	1150	7.74	60.5	239	21.8	93.5	14.9
	1500	7.40	57.0	227	24.2	84.0	17.0
	2000	6.28	49.5	193	25.0	69.0	18.0
	2500	4.42	35.0	132	29.0	50.6	23.0
12.5	1150	9.14	71.7	241	14.9	90.9	9.3
	1500	8.68	70.1	232	22.4	89.6	13.4
	2000	7.64	65.0	204	24.0	58.0	16.4
	2500	6.06	54.1	162	26.0	56.4	20.0
15	1150	8.38	93.0	235	12.0	97.0	6.5
	1500	8.12	82.6	230	20.6	86.0	13.4
	2000	7.13	74.0	206	21.3	59.1	14.1
	2500	6.33	64.2	171	23.2	50.9	17.2



Şekil 3.13. Farklı hava fazlalık katsayılarında krank açısına göre silindir basıncı ve ısı salınım oranlarının değişimi (2000 d/d, SO=12.5).

3.4. Sıkıştırma Oranının Emisyonlara Etkisi

Petrol esaslı enerji kaynaklarının yakılmasıyla oluşan emisyonların ekolojik dengeyi tehdit etmesinden dolayı söz konusu emisyonların azaltılması için değişik çalışmalar yapılmaktadır. Ayrıca emisyonların azaltılması için bazı uluslararası otoriteler emisyonlar için limitler oluşturmuştur. Bu limitlerin en önemlileri Avrupa Parlamentosu ve Konseyi'nin emisyon direktifleridir. Gaz yakıtları kullanan içten yanmalı motorlar için konsey tarafından belirlenen Euro 5 ve Euro 6 emisyon standartları Tablo 3.2'de verilmektedir.

Tablo 3.2. Gaz yakıtlı motorlar için Euro 5 ve Euro 6 emisyon standartları [99, 100].

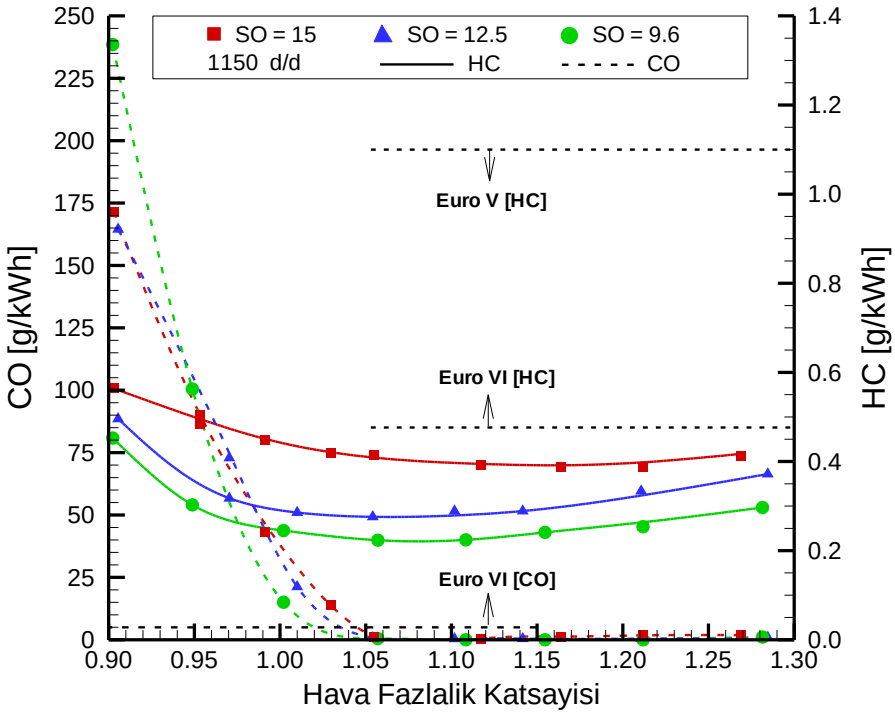
Emisyonlar	**Euro 5**	**Euro 6**
CO [g/kWh]	4	4
HC [g/kWh]	1.1	0.5
NO_X [g/kWh]	2	0.4

Sıkıştırma oranının egzoz emisyon değerlerine etkisinin incelendiği bu bölümde CO, HC, NO_X ve CO_2 emisyon değerlerinin sıkıştırma oranı, motor devri ve hava fazlalık katsayısına göre değişimleri incelenmiş ve Euro standartlarına göre karşılaştırılmıştır.

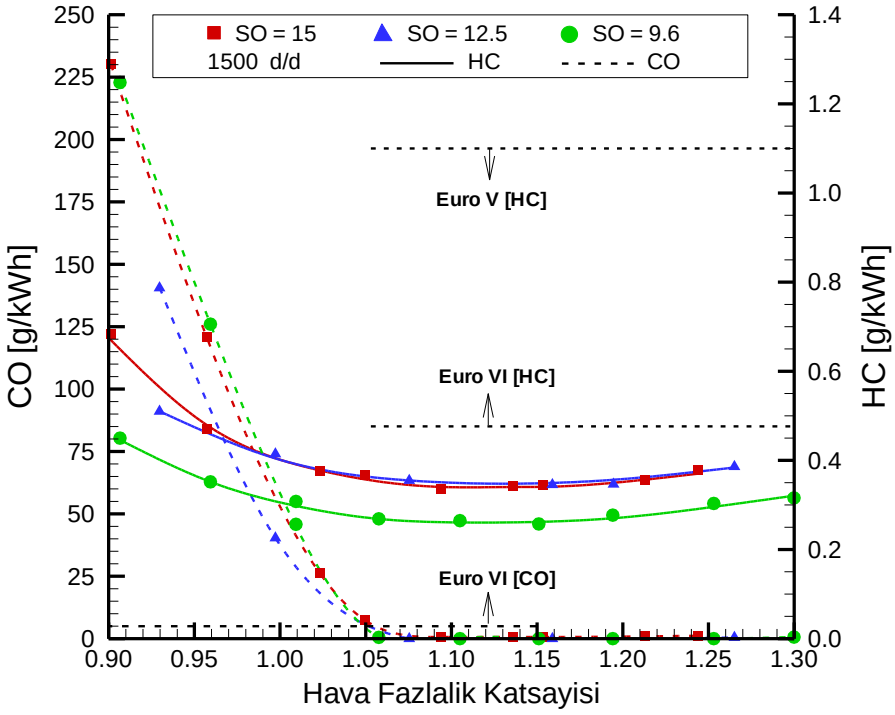
Değişik şartlarda ve hava fazlalık katsayısına göre CO ve HC spesifik emisyon değişimlerinin verildiği Şekil 3.14-3.17 incelendiğinde sıkıştırma oranının CO emisyon değerlerini etkilemediği görülmektedir. Yapılan bütün çalışmalarda CO emisyon değerleri hava fazlalık katsayısı ile hızla azalmış ve genellikle λ=1.05-1.1'den sonra Euro 6 emisyon standartlarının altına düşmüştür. Örneğin 1500 d/d motor devrinde, 15 sıkıştırma oranında ve λ=0.9'da 235 g/kWh CO emisyonu oluşurken, λ=0.95, λ=1.05 ve λ=1.15 için sırayla 127, 7.3 ve 0.82 g/kWh CO emisyonları oluşmuştur.

SO=15'de HC spesifik emisyonları incelendiğinde motor devri 1150 d/d motor devrinden 1500 d/d motor devrine çıkarılması ile HC emisyonlarının azaldığı ve motor devrinin artması ile yeniden arttığı görülmektedir. λ=1.1'de 1150 d/d motor devrinde 0.39 g/kWh hesaplanan HC emisyonları 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devrinde sırayla 0.34, 0.36 ve 0.37 g/kWh

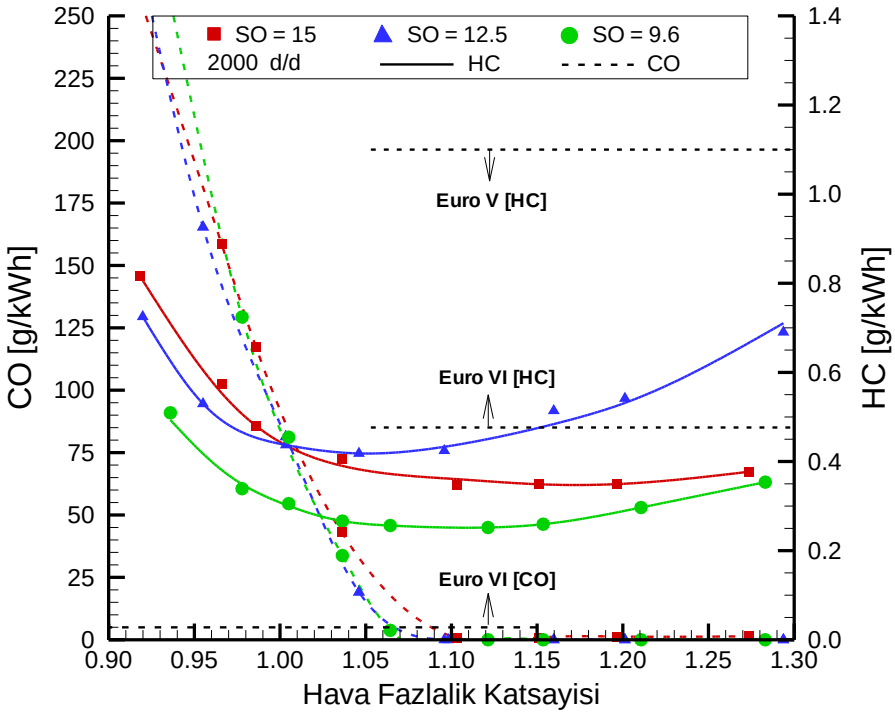
hesaplanmıştır. 12.5 sıkıştırma oranında ise devir arttıkça HC emisyonu artmaktadır. Aynı şartlarda sırayla 0.28, 0.35, 0.43 ve 0.86 g/kWh HC emisyonu ölçülmüştür.



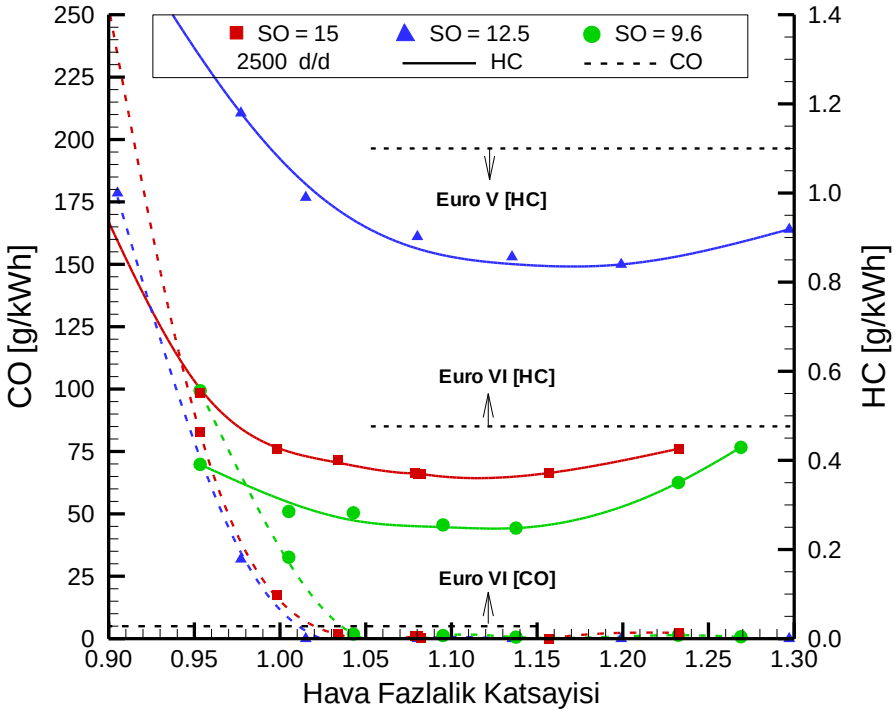
Şekil 3.14. Farklı sıkıştırma oranlarında hava fazlalık katsayısına göre CO ve HC emisyon değerleri (1150 d/d).



Şekil 3.15. Farklı sıkıştırma oranlarında hava fazlalık katsayısına göre CO ve HC emisyon değerleri (1500 d/d).



Şekil 3.16. Farklı sıkıştırma oranlarında hava fazlalık katsayısına göre CO ve HC emisyon değerleri (2000 d/d).



Şekil 3.17. Farklı sıkıştırma oranlarında hava fazlalık katsayısına göre CO ve HC emisyon değerleri (2000 d/d).

Sıkıştırma oranı 9.6'ya düşürüldüğünde HC emisyonlarının motor devrinden çok fazla etkilenmedikleri görülmektedir ve λ=1.1'de 0.23-0.26 arasında değişen değerlerde HC emisyonları elde edilmiştir.

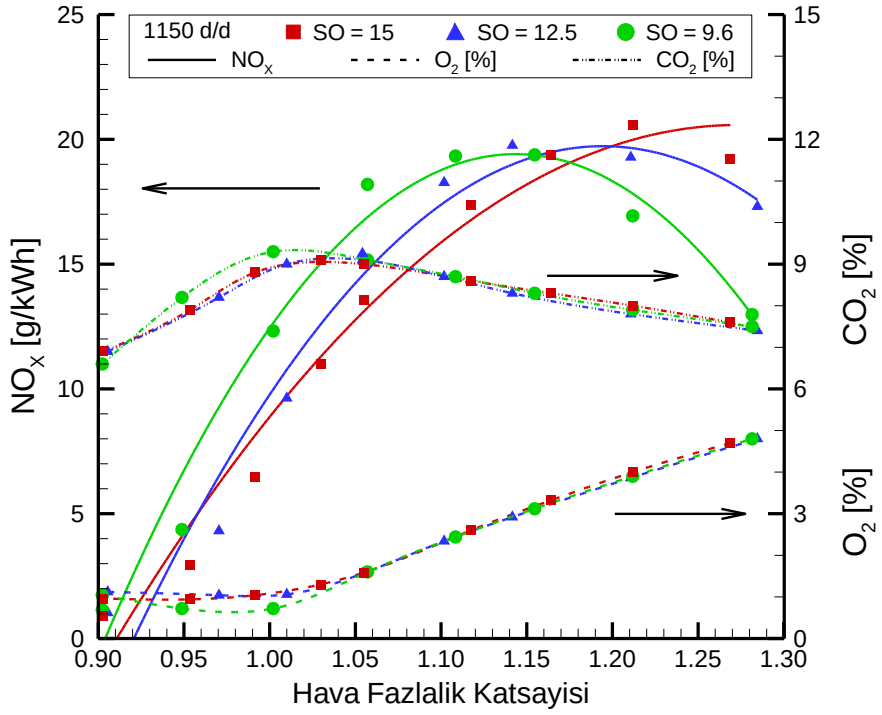
Genel itibari ile SO=15 ve SO=12.5 sıkıştırma oranlarında devir arttıkça HC emisyonları artarken SO=9.6'da değişmemektedir. SO=15 ve SO=12.5 sıkıştırma oranlarındaki HC değişimleri aynı sıkıştırma oranlarındaki tork ve ısıl verim değişimleri ile benzerlik göstermektedir. 1150 d/d motor devrinde en yüksek HC 15 SO'da elde edilirken 1500 d/d motor devrinde 15 SO ve 12.5 SO HC değerleri eşit çıkmaktadır. 2000 ve 2500 d/d motor devirlerinde ise en yüksek HC emisyonları 12.5 SO'da elde edilmiştir. Ayrıca en düşük HC emisyon değerleri SO=9.6'da elde edilmiştir.

Bütün çalışmalarda en düşük HC emisyon değerleri λ=1.05-1.15 arasında elde edilmiştir. Ayrıca λ=1.0 ile λ=1.15 arasında bütün değerler Euro 6 standartlarından düşük çıkmıştır. Son olarak, 1150 ve 1500 d/d devirlerinde HC emisyonları Euro 6 standartlarından daha düşük ölçülürken 2000 ve 2500 d/d devirlerde sadece 12.5 sıkıştırma oranındaki bazı değerler Euro 6'dan fazla ölçülmüştür. Fakat bu değerlerinde Euro 5'den daha az olduğu görülmektedir.

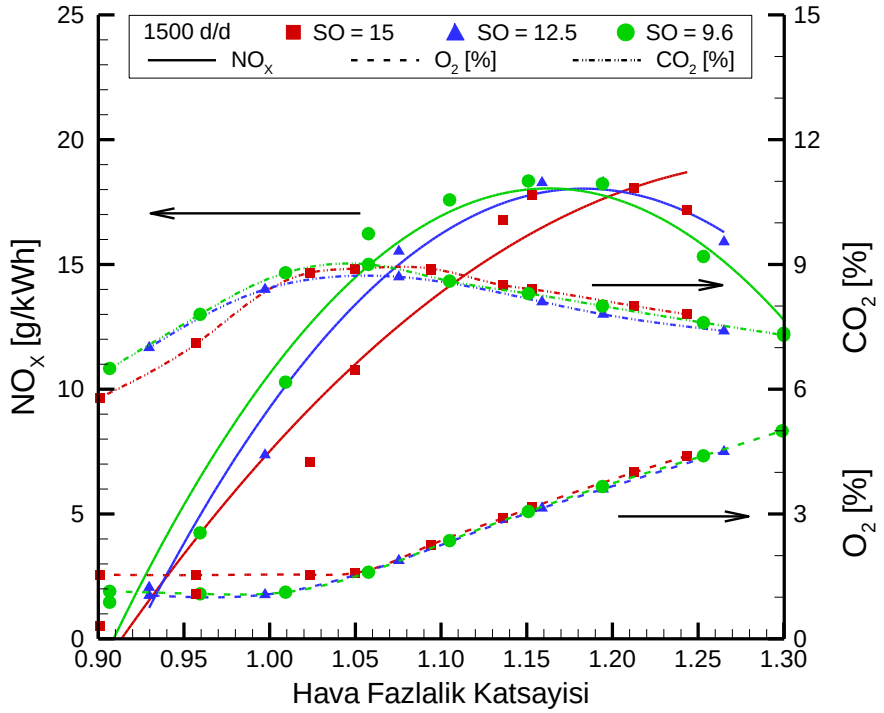
15, 12.5 ve 9.6 sıkıştırma oranlarında ve değişik motor devirlerinde hava fazlalık katsayısına göre spesifik NO_X ile CO_2 ve O_2 yüzde emisyonlarının değişimleri Şekil 3.18-3.21'de verilmektedir. Şekillerde de görüldüğü gibi motor devri 1150 d/d motor devrinden 2000 d/d motor devrine artarken NO_X emisyon değerleri azalmaktadır. Motor devrinin artması ile piston hızı artmakta ve bunun sonucunda havanın sıcak bölgede kalma süresi kısalmakta dolayısıyla NO_X oluşumu azalmaktadır. Fakat 2500 d/d motor devrinde 12.5 ve 15 SO için NO_X emisyonlarının bazılarında ufak bir artış söz konusudur. Burada gerek motor devrinin gerekse sıkıştırma oranının artmasından dolayı alev hızları ve silindir içi sıcaklık değerleri artmakta ve dolayısıyla NO_X emisyonlarında ufak bir artış görülmektedir. SO=15 ve λ=1.15 için 1150 d/d motor devrinde 19.5 g/kWh NO_X oluşurken 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devirlerinde sırasıyla 17.3, 15.4 ve 15.6 g/kWh NO_X emisyon değerleri elde edilmiştir. Aynı şartlarda SO=12.5 ve SO=9.6 için sırası ile 19.8, 18.2, 17.8 ve 17.6 g/kWh ve 19.4, 18.2, 17.4 ve 13.5 g/kWh NO_X emisyon değerleri ölçülmüştür.

Bütün çalışmalarda hava fazlalık katsayısı arttıkça NO_X emisyon değerleri maksimum seviyeye ulaşmış ve daha sonra azalmıştır. Ayrıca sıkıştırma oranı arttıkça NO_X emisyon değerleri daha yüksek hava fazlalık katsayısı değerlerinde maksimum seviyeye ulaştığı görülmektedir. Son olarak, deneylerde elde edilen NO_X emisyon değerleri Euro 5 ve Euro 6 standartlarından daha fazla oluştuğu görülmektedir.

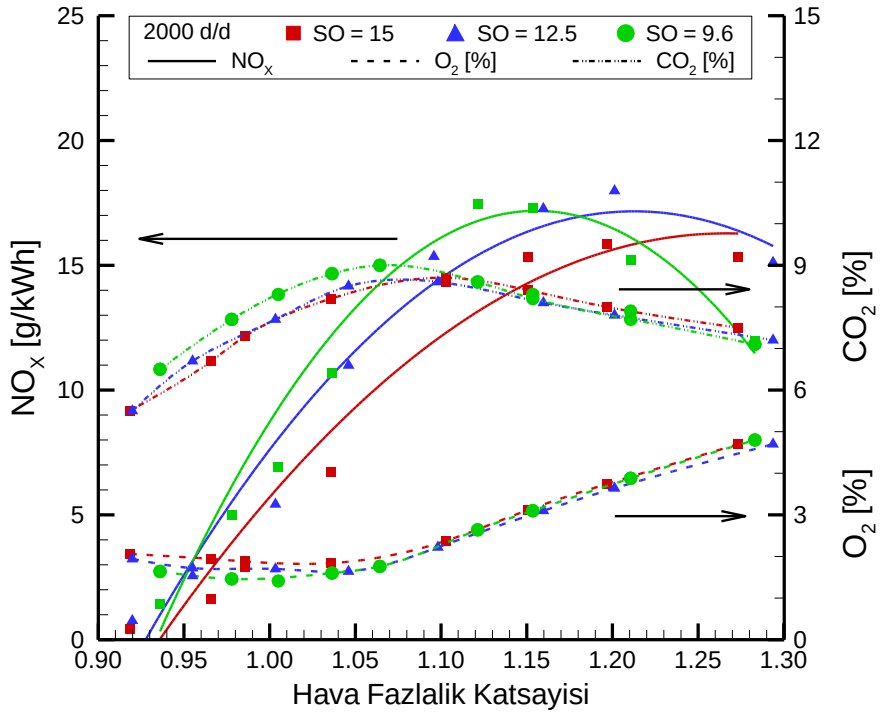
CO_2 emisyonlarının yüzde değişimleri incelendiğinde λ=1.0 ile λ=1.05 arasında maksimum olduğu (% 8.5-9.5) ve daha sonra azaldığı görülmektedir. CO_2 yüzde değişimleri sıkıştırma oranından etkilenmez iken devir artışından sadece zengin karışım şartlarında ve kısmi oranda etkilenmektedir. Genellikle devir arttıkça zengin karışım şartlarında CO_2 emisyon yüzdeleri bir miktar azalmaktadır fakat fakir karışım şartlarında etkilenmemektedir. Aynı şekillerde verilen O_2 yüzde değişimleri incelendiğinde λ=0.95 ile λ=1.0 arasında minimum olduğu (% 0.4-1.5) ve daha sonra hava fazlalık katsayısı ile lineer arttığı görülmektedir. Ayrıca O_2 yüzde değişimleri sıkıştırma oranındaki değişimlerden etkilenmez iken devir artışından sadece zengin karışım şartlarında ve küçük miktarlarda azalma göstererek etkilenmiştir.



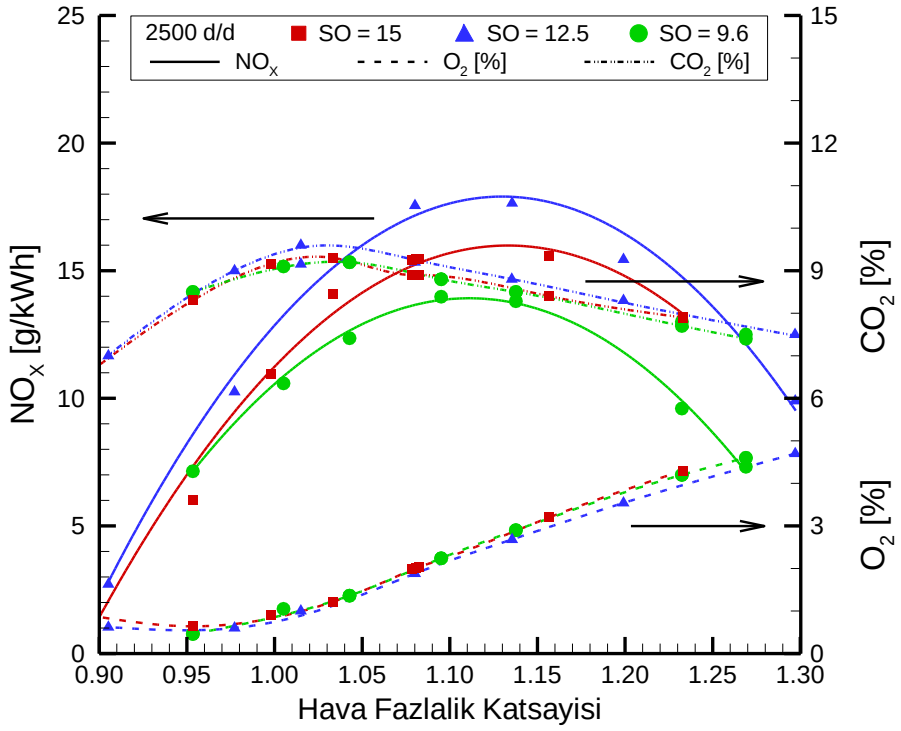
Şekil 3.18. Farklı sıkıştırma oranlarında ve 1150 d/d motor devrinde hava fazlalık katsayısına göre NO_X, O_2 ve CO_2 değerleri.



Şekil 3.19. Farklı sıkıştırma oranlarında ve 1500 d/d motor devrinde hava fazlalık katsayısına göre NO_X, O_2 ve CO_2 değerleri.



Şekil 3.20. Farklı sıkıştırma oranlarında ve 2000 d/d motor devrinde hava fazlalık katsayısına göre NO_X, O_2 ve CO_2 değerleri.



Şekil 3.21 Farklı sıkıştırma oranlarında ve 2500 d/d motor devrinde hava fazlalık katsayısına göre NO_X, O_2 ve CO_2 değerleri.

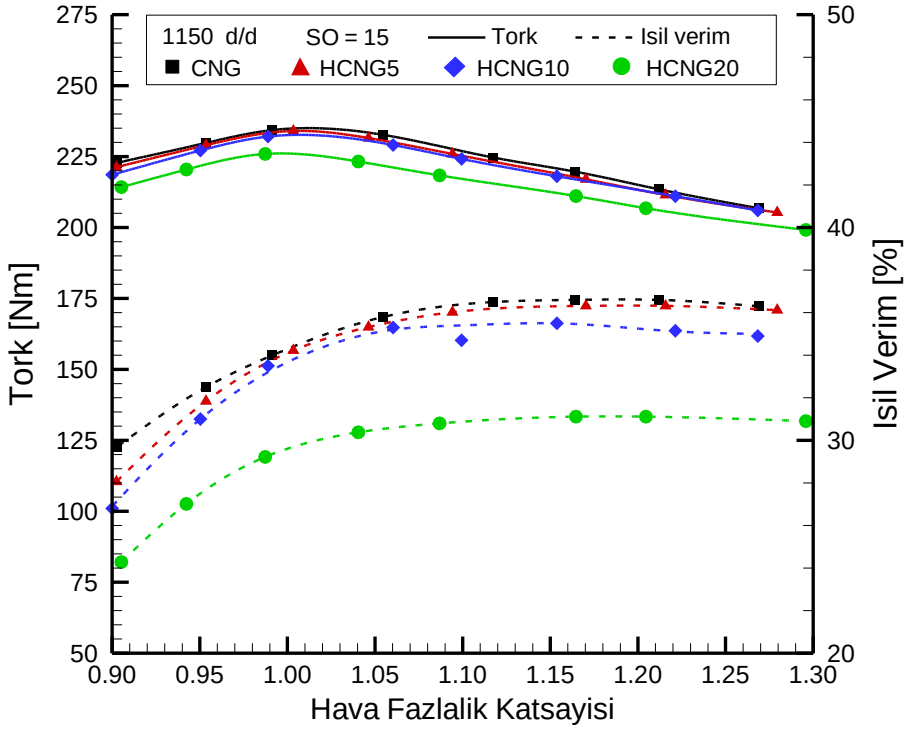
3.5. Hidrojen Oranlarındaki Değişimin Motor Performansına Etkisi

Konvansiyonel motorlar için alternatif yakıt olarak düşünülen hidrojen doğalgaz karışımları (HCNG) hidrojen ve doğalgazın üstün özelliklerinin bir araya getirilmesi amacıyla oluşturulan karışımlardır. Düşük alev hızı ve fakir karışımda tutuşma zorluğu gibi bazı dezavantajlara sahip doğalgaz değişik yüzdelerde hidrojen ilavesi yapılarak içten yanmalı motorlar için uygun HCNG yakıtına dönüştürülmektedir. Doğalgaz içerisine hidrojen ilavesinin yakıt üzerine etkisi incelendiğinde aşağıda verilen sonuçlar görülmektedir.

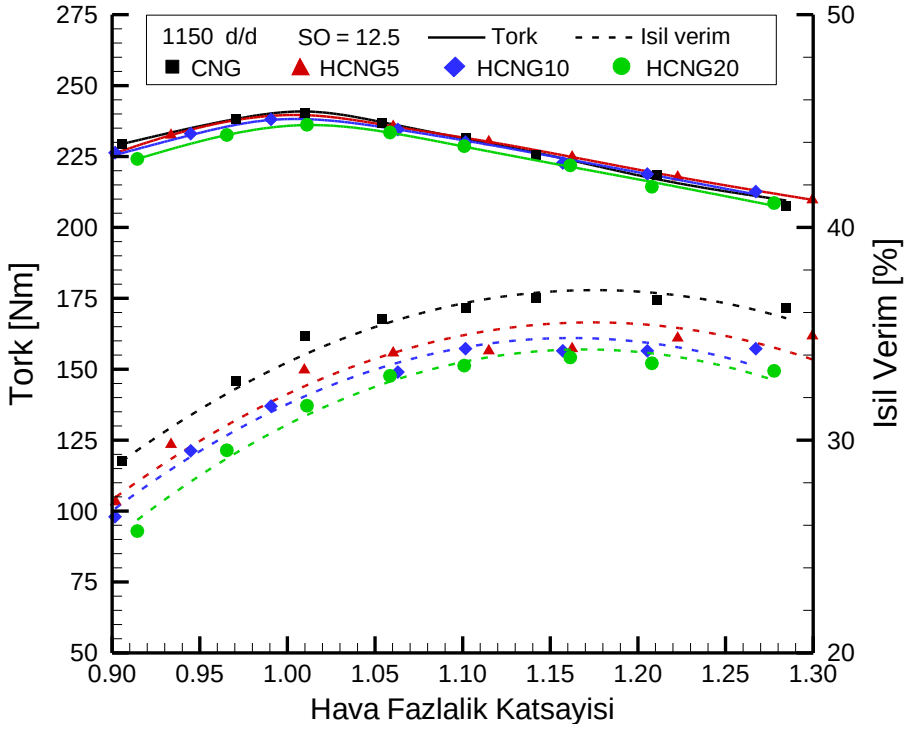
1. Karışımın kütlesel alt ısıl değeri artarken hacimsel ısıl değeri dolayısıyla enerji yoğunluğu azalmaktadır. [101, 102 ve 103].
2. Ayrıca karışımın alev hızını, alev sıcaklığını, hava içerisindeki difüzyonu, Stokiometrik hava/yakıt oranını ve hidrojen/karbon oranını (H/C) artırmaktadır. [21, 102 ve 104].
3. Hidrojen ilavesi yakıtın yoğunluğunu ve kendi kendine tutuşması için gerekli olan enerjiyi azaltmaktadır. [105, 106].

Hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtlarının buji ateşlemeli bir motorlarda performans değerlerine etkisinin araştırılması için CNG içerisine % 0, 5, 10 ve 20 hidrojen ilave edilerek oluşturulan HCNG yakıtları deney motorunda yakıt olarak kullanılmıştır. Değişik sıkıştırma oranlarında ve değişik motor devirlerinde yapılan çalışmalar tam yük şartlarında ve değişik hava fazlalık katsayılarında gerçekleştirilmiştir. Hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtları kullanılarak yapılan deneylerden elde edilen tork ve hesaplanan ısıl verim değerleri Şekil 3.22-3.33'de verilmektedir.

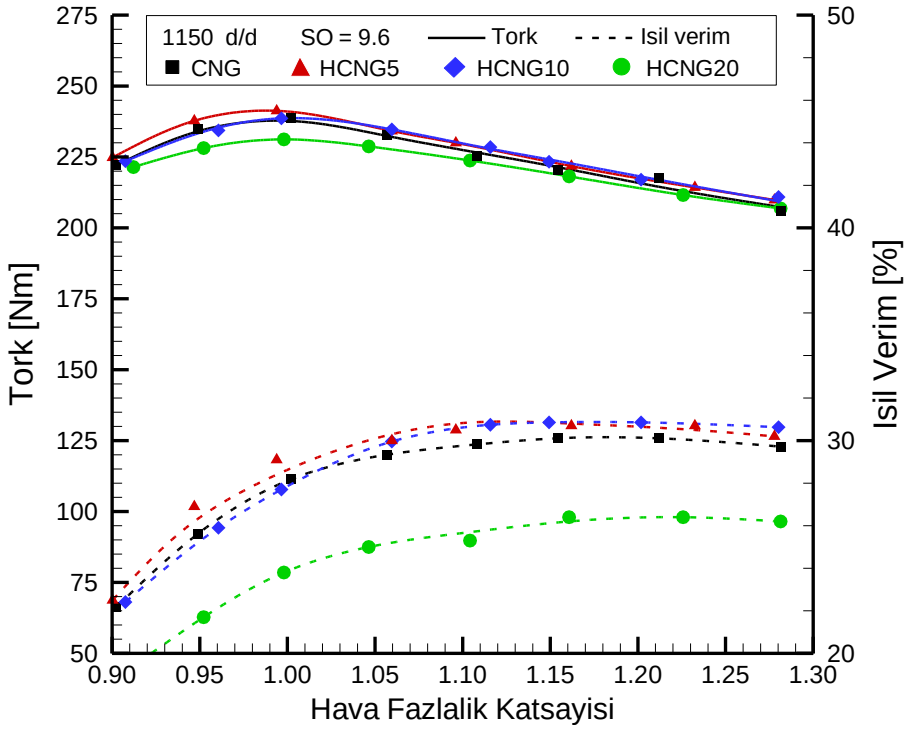
Verilen şekiller incelendiğinde sabit bir devir için sıkıştırma oranı azaldıkça genellikle hidrojen ilavesi daha avantajlı hale gelmektedir. 15 sıkıştırma oranı ve 1500 d/d motor devrinde λ=1.15 için CNG, HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtları kullanılarak yapılan çalışmalarda 220, 220, 216 ve 211 Nm tork değerleri ölçülmüş ve % 37.4, 36, 33,7 ve 29 ısıl verim değerleri elde edilmiştir. Aynı şartlarda 12.5 ve 9.6 sıkıştırma oranlarında ise sırayla 218, 224, 220 ve 216 Nm; 214, 216, 218 ve 213 Nm tork değerleri ile % 37, 36.2, 34.4 ve 33.5; % 28.4, 28.7, 28.7 ve 24.8 ısıl verim değerleri elde edilmiştir. Benzer şekilde 2000 d/d motor devrinde ve λ=1.15 değerinde 15, 12.5 ve 9.6 sıkıştırma oranları için aynı yakıtlar kullanılarak sıra ile 207, 205, 204 ve 201 Nm; 205, 208, 207 ve 200 Nm; 193, 195, 197 ve 184 Nm tork değerleri ile % 36.7, 36.3, 32.8 ve 29.3; % 35, 33.7, 34.2 ve 32.2; % 26, 26.5, 27.6 ve 21.8 ısıl verim değerleri elde edilmiştir. Söz konusu şekiller tork açısından incelendiğinde, 15 sıkıştırma oranında silindir içerisindeki alev hızı yeteri kadar yüksek olduğundan enerji yoğunluğu yüksek olan saf doğalgaz yakıtında daha iyi sonuçlar elde edildiği görülmektedir. 9.6 sıkıştırma oranında ise düşük sıkıştırma oranından dolayı silindir içerisindeki alev hızı düştüğü için alev hızı saf doğalgaza göre daha yüksek olan HCNG10 yakıtı daha iyi sonuçlar vermektedir. Burada sıkıştırma oranı azalırken karışımın alev hızı azalmakta ve CNG içerisindeki hidrojen oranının % 10'a kadar artması ile karışımın alev hızı yeniden artırılmaktadır. Ayrıca grafiklere ısıl verim açısından bakıldığında, 12.5 ve 15 sıkıştırma oranlarında hidrojen ilavesi karışımın enerji yoğunluğunu düşürdüğünden ısıl verim değerlerinin azaldığı görülmektedir. Fakat 9.6 sıkıştırma oranında özellikle yüksek hava fazlalık katsayılarında yüksek alev hızından dolayı hidrojenin % 10'a kadar ilavesi ısıl verim değerlerini artırmaktadır.



Şekil 3.22. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (1150 d/d, SO=15).



Şekil 3.23. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (1150 d/d, SO=12.5).



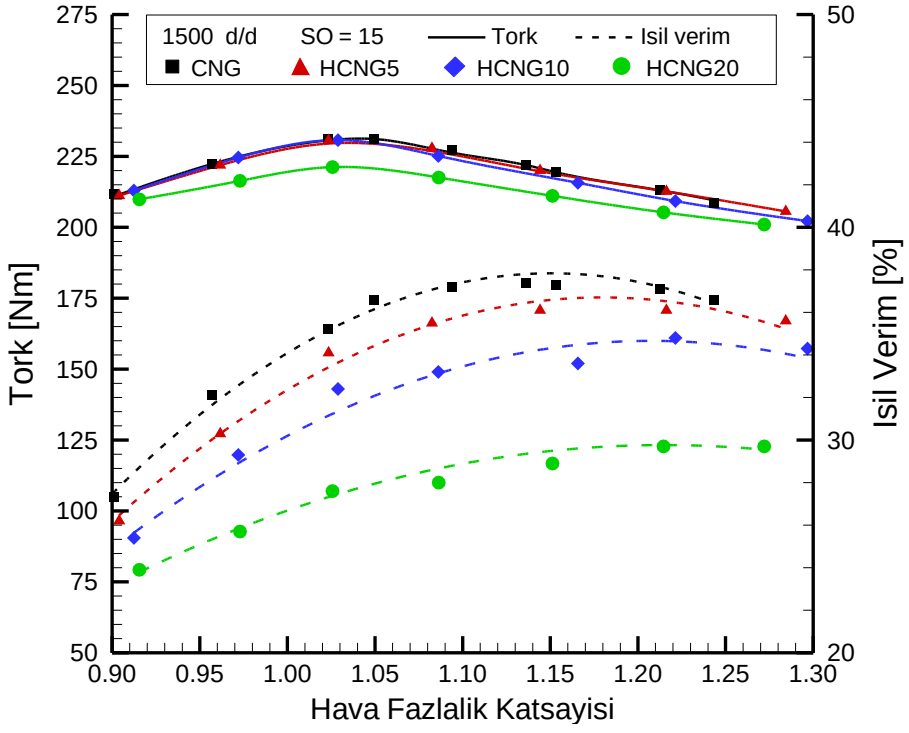
Şekil 3.24. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (1150 d/d, SO=9.6).

Farklı sıkıştırma oranları ve motor devirlerinde elde edilen tork değerleri incelendiğinde maksimum tork değerlerinin λ=1.0 ile λ=1.1 arasında elde edildiği görülmektedir. Maksimum tork değerleri 15 sıkıştırma oranı için 1150, 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devirlerinde sırayla 235, 232, 214 ve 180 Nm olarak saf doğalgazda elde edilirken 12.5 sıkıştırma oranında sırayla 241, 236, 217 ve 168 Nm olarak saf doğalgaz (sadece 1150 d/d motor devrinde) ve HCNG5 yakıtında elde edilmiştir. 9.6 sıkıştırma oranında ise sırayla 241, 228, 201 ve 141 Nm olarak HCNG5 (1150 ve 1500 d/d) ve HCNG10 yakıtlarında elde edilmiştir. Maksimum tork değerleri dikkate alındığında, 15 sıkıştırma oranı için saf doğalgazın, 12.5 sıkıştırma oranı için HCNG5 yakıtının ve 9.6 sıkıştırma oranı için HCNG5 ve HCNG10 yakıtlarının uygun olduğu görülmektedir.

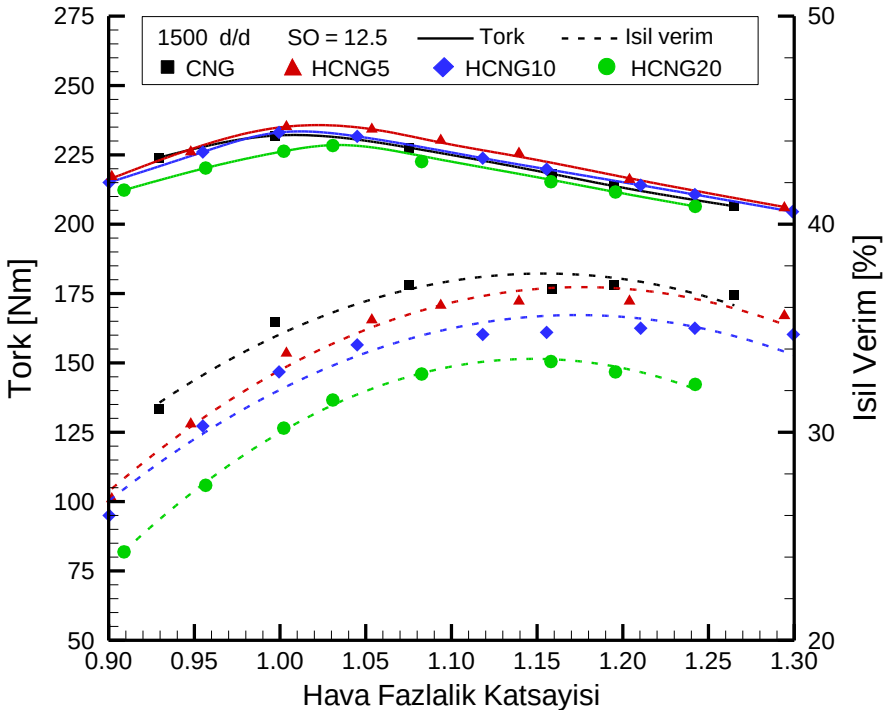
Maksimum ısıl verimler ise bütün çalışmalar için λ=1.15 ile λ=1.2 arasında elde edilmiştir. 15 ve 12.5 sıkıştırma oranları için 1150, 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devirlerinde maksimum ısıl verim değerleri sırayla % 36.5, 37.5, 37.1 ve 34.4; % 36.7, 37.4, 35 ve 32.4 olarak saf doğalgaz yakıtında elde edilirken 9.6 sıkıştırma oranında aynı motor devirleri için sırayla % 31, 29, 27.6 ve 28.2 olarak HCNG10 yakıtında elde edilmiştir. Maksimum ısıl verim

değerlerine göre 12.5 ve 15 sıkıştırma oranları için saf doğalgaz yakıtı uygun iken 9.6 sıkıştırma oranında HCNG10 yakıtı daha uygun olmaktadır.

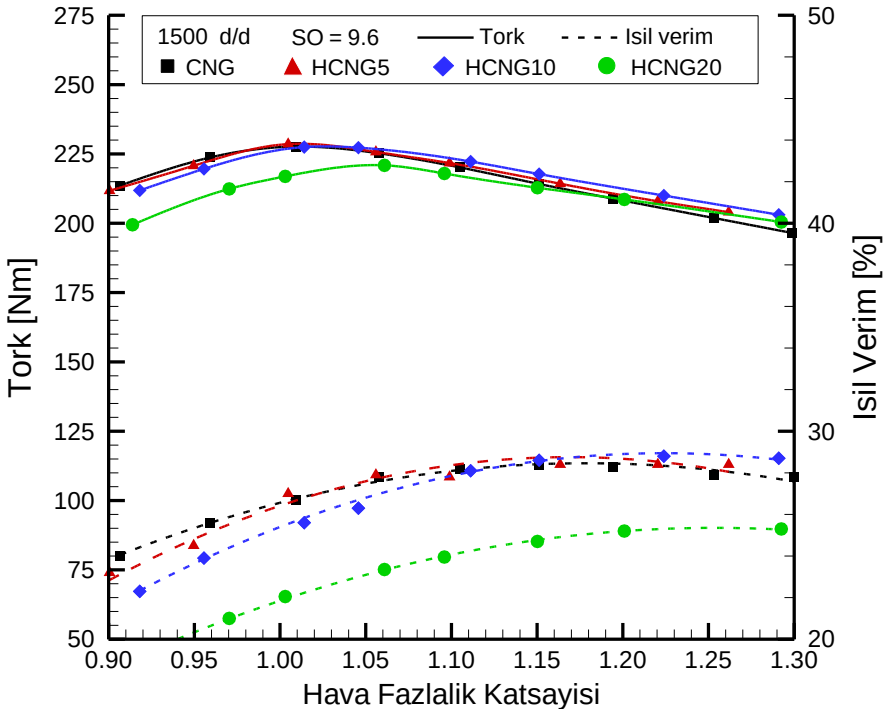
Değişik hidrojen oranlarına sahip HCNG yakıtları için tork ve ısıl verimin değerlerinin verildiği şekiller incelendiğinde en kötü sonuçların HCNG20 yakıtında elde edildiği görülmektedir. Hidrojenin % 20 ilave edilmesi Tablo 2.3'de görülebileceği gibi, karışımın yoğunluğunu ve hacimsel ısıl değerini dolayısıyla enerji yoğunluğunu çok fazla düşürmekte ve karışımın alev hızını gereğinden fazla artırmaktadır. Bu sebeplerden dolayı motorun ısıl verimi azalmakta ve motordan elde edilen tork değerleri düşmektedir. Ayrıca yüksek hava fazlalık katsayılarında saf doğalgazın alev hızı azaldığından hidrojen ilavesi karışımın alev hızını optimum seviyeye yaklaştırmakta ve böylece HCNG20 yakıtından elde edilen performans değerleri yüksek hava fazlalık katsayılarında toparlanma eğilimi göstermektedir. HCNG20 yakıtından elde edilen performans değerleri stokiometrik şartlarda zayıf kalsa da, λ=1.3'den yüksek değerlerde daha yüksek olabileceği düşünülmektedir.



Şekil 3.25. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (1500 d/d, SO=15).



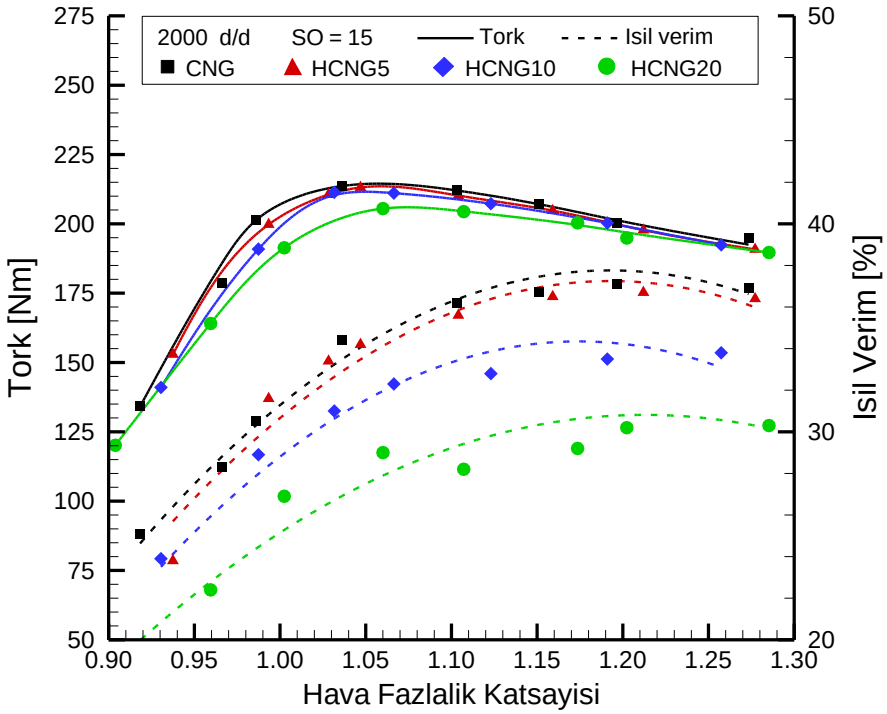
Şekil 3.26. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (1500 d/d, SO=12.5).



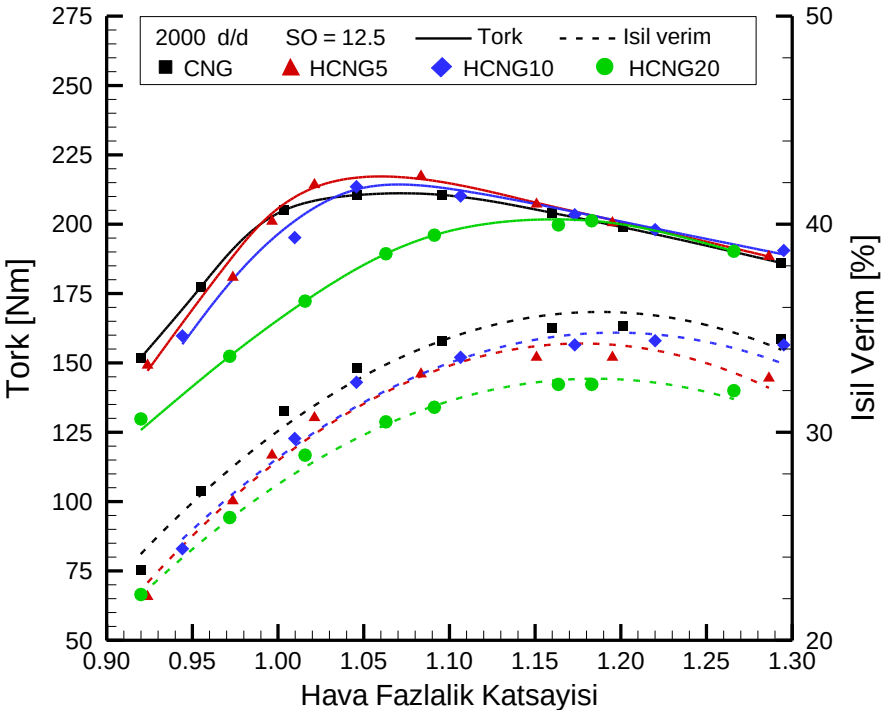
Şekil 3.27. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (1500 d/d, SO=9.6).

Şekil 3.22-3.33'de verilen grafikler incelendiğinde sabit bir sıkıştırma oranı için motor devri artarken tork ve ısıl verim değerlerinin azaldığı ve hidrojen ilavesinin motor performansı üzerinde herhangi bir değişiklik yapmadığı görülmektedir. 12.5 sıkıştırma oranında ve λ=1.1 civarında CNG yakıtı kullanılarak 1150, 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devirlerinde sırasıyla 232, 225, 210 ve 168 Nm tork ve % 36.2, 37.3, 34.3 ve 32.3 ısıl verim elde edilmiştir. Ayrıca aynı şartlarda HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtları kullanılarak yapılan çalışmalarda sırasıyla 232, 229, 215 ve 168 Nm; 230, 226, 212 ve 159 Nm; 228, 223, 193 ve 142 Nm tork değerleri ile % 35, 36.1, 33.2 ve 32; % 34.2, 34.6, 33.6 ve 30.1; % 33.5, 33, 31.3 ve 29.8 ısıl verim elde edilmiştir.

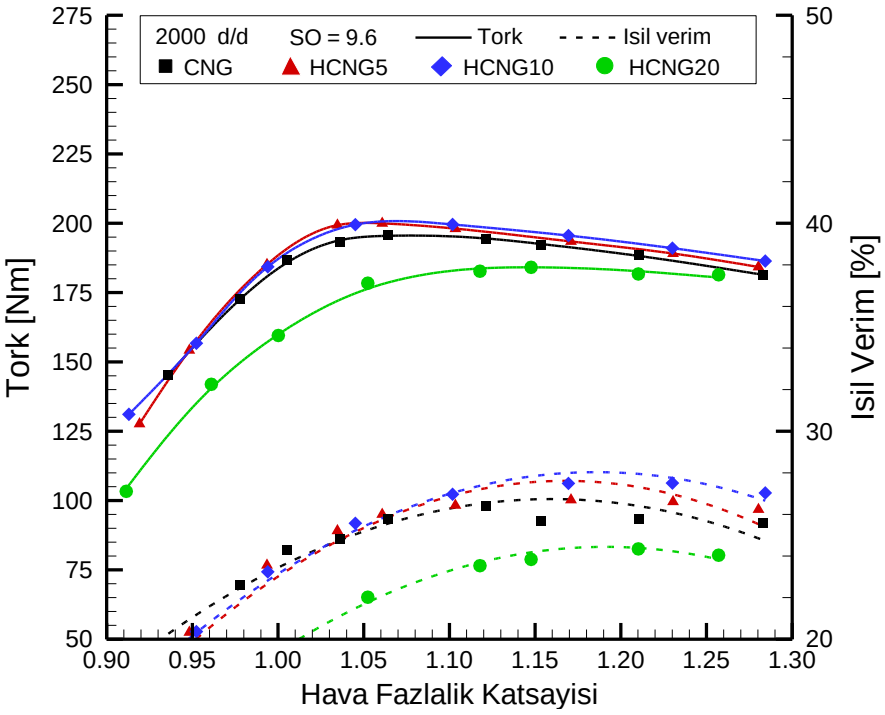
Motor performansını etkileyen en önemli parametrelerden biri olan hava fazlalık katsayısının HCNG yakıtlarının kullanılması ile elde edilen motor performans değerleri üzerine etkisi incelendiğinde hava fazlalık katsayısı arttıkça hidrojen ilavesinin motor performansını kısıtlı oranda etkilediği görülmektedir. Hava fazlalık katsayısı değeri arttıkça doğalgazdan elde edilen tork değerleri azalırken hidrojen katkılı karışımlardan elde edilen değerler korunmakta dolayısıyla veriler birbirlerini yakın izlemektedir.



Şekil 3.28. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (2000 d/d, SO=15).



Şekil 3.29. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (2000 d/d, SO=12.5).

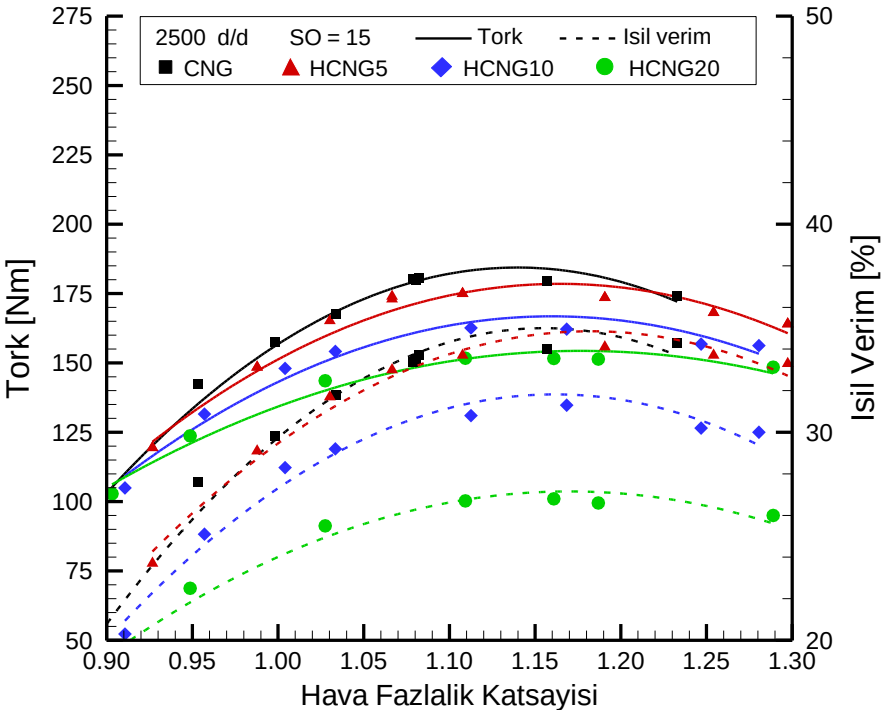


Şekil 3.30. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (2000 d/d, SO=9.6).

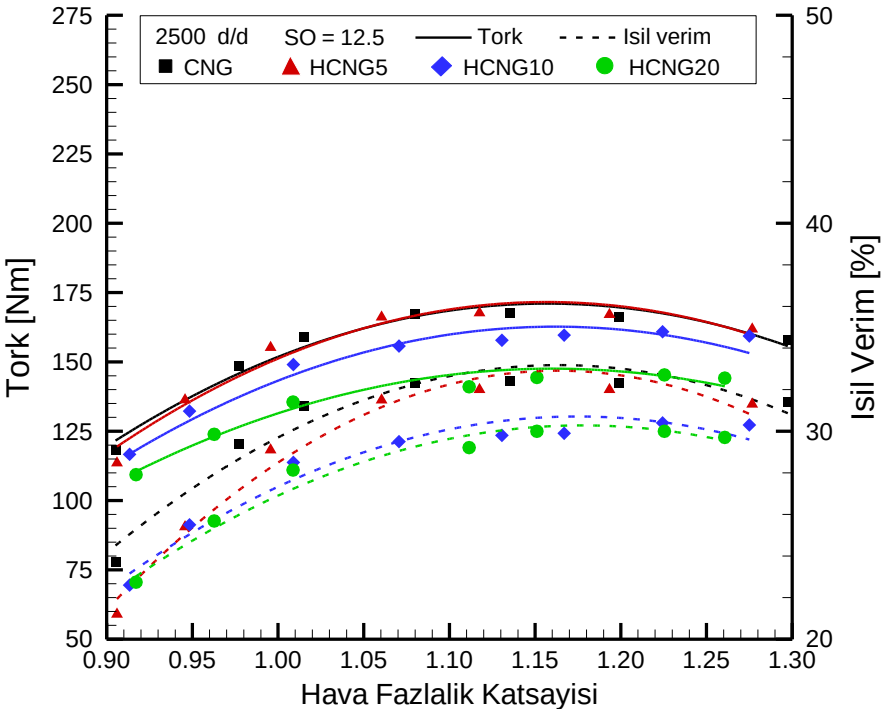
9.6 sıkıştırma oranı ve 2000 d/d motor devrinde CNG yakıtı kullanılarak yapılan çalışmalarda λ=1.0 λ=1.1 ve λ=1.2 için sırasıyla 183, 195 ve 188 Nm tork değerleri elde edilirken aynı şartlarda HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtları kullanılarak sırasıyla 188, 198 ve 192 Nm; 187, 200 ve 194 Nm; 160, 183 ve 184 Nm tork değerleri elde edilmiştir. Yakıt hava karışımı stokiometrik şartlardan fakir karışım şartlarına geçtikçe silindir içerisindeki sıcaklık ve karışımın alev hızı azalmaktadır. Bu sebepten doğalgaz kullanımı ile elde edilen tork değerleri hava fazlalık sayısı ile hızla düşmektedir. Fakat doğalgaz içerisine hidrojen ilave edilmesiyle hem silindir içi sıcaklık hem de alev hızı artmaktadır. Dolayısıyla CNG içerisine hidrojen ilavesi yüksek hava fazlalık katsayılarında performansı sınırlı miktarda artırmaktadır. Bu etki özellikle düşük 9.6 sıkıştırma oranında elde edilen verilerde belirginleşmektedir.

Yakıt tipine bağlı olmaksızın hava fazlalık katsayısı değerlerinde ki artış ile verim değerleri artmakta ve maksimum seviyeye ulaştıktan sonra yeniden azalmaktadır. Ayrıca, 12.5 ve 15 sıkıştırma oranlarında hava fazlalık katsayısı değişimi farklı HCNG yakıtlarından elde edilen ısıl verim değerlerini etkilemediği görülmektedir. 9.6 sıkıştırma oranında ise hava fazlalık katsayısının artması ile daha yüksek hidrojen oranlı yakıtlarda daha iyi ısıl verim elde edildiği tespit edilmiştir. 15 sıkıştırma oranı ve 2000 d/d motor devrinde CNG HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtları kullanılarak yapılan çalışmalarda λ=1.0, λ=1.15 ve λ=1.28 civarında sırasıyla % 32, 31, 29 ve 26; % 36.8, 36.3, 33.8 ve 30; % 34.9, 36.3, 33.6 ve 30.2 ısıl verim değerleri hesaplanırken 12.5 sıkıştırma oranı için aynı şartlarda sırasıyla % 30.8, 29, 29 ve 27.8; 35, 33.7, 34 ve 32.1; % 34.5, 32.3, 33.8 ve 31.8 ısıl verim değerleri elde edilmiştir. 9.6 sıkıştırma oranında aynı şartlar için ısıl verim değerleri sırasıyla % 23.9, 23.9, 23.7 ve 18; % 26.3, 26.6, 27.5 ve 23.9; % 25.6, 26.2 27 ve 24 olarak tespit edilmiştir.

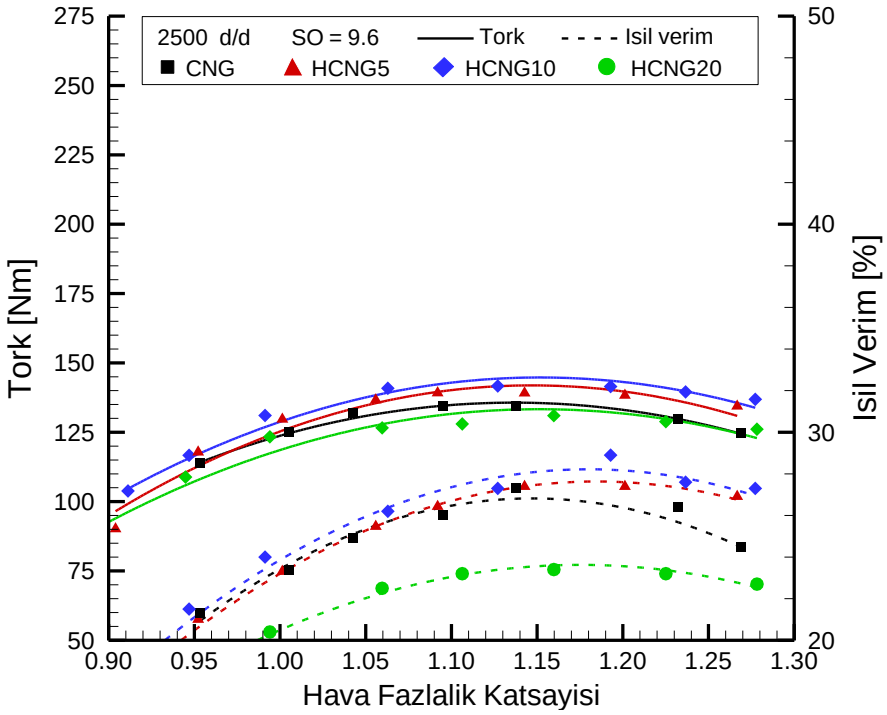
Isıl verim açısından HCNG yakıtlarının kullanıldığı bir motorda düşük sıkıştırma oranlarının kullanılmasının daha uygun olacağı düşünülmektedir. Ayrıca, saf doğalgaz kullanılan bir motorda ise 12.5 ve 15 sıkıştırma oranlarının daha uygun olabileceği değerlendirilmektedir.



Şekil 3.31. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (2500 d/d, SO=15).



Şekil 3.32. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (2500 d/d, SO=12.5).



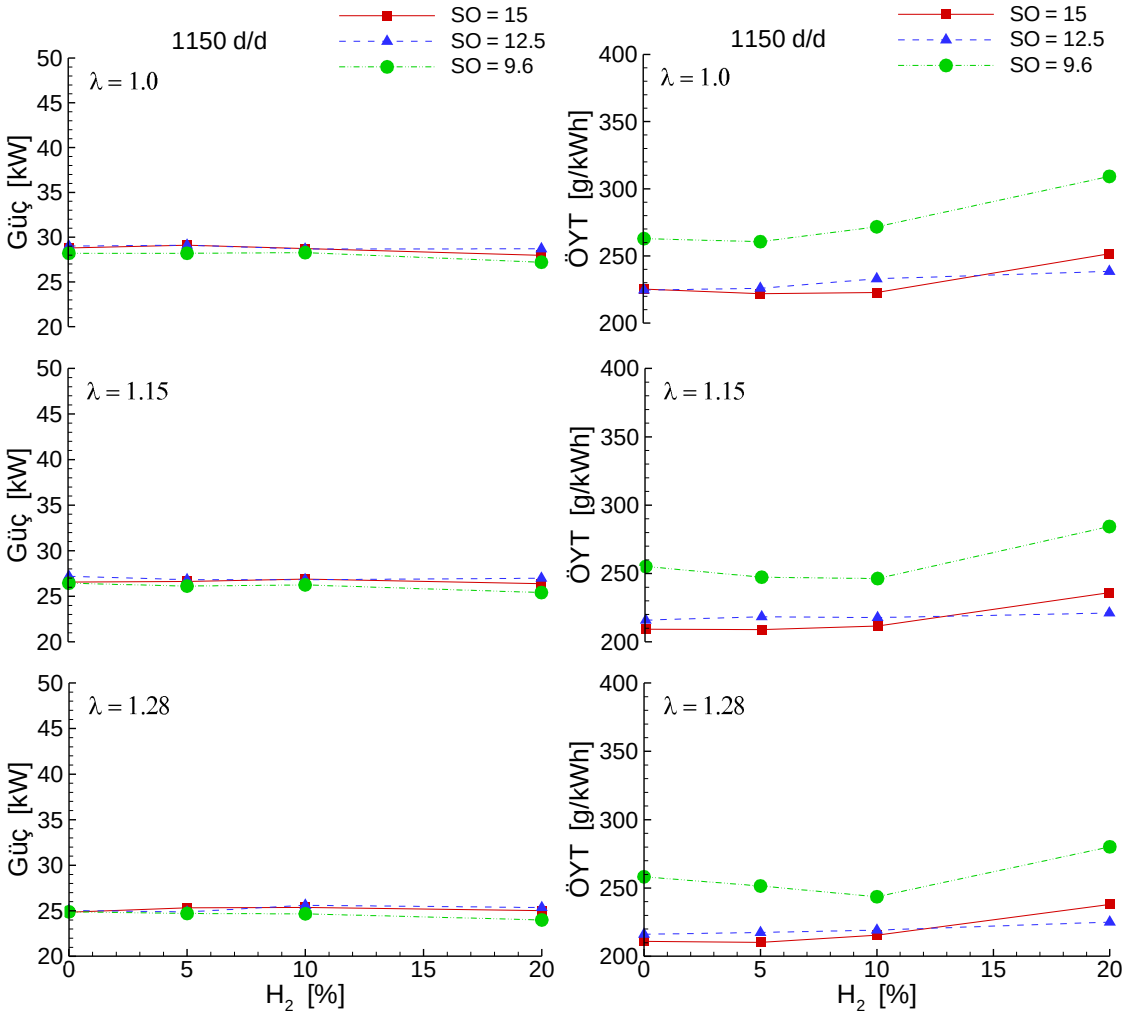
Şekil 3.33. Farklı HCNG yakıtları için hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri (2500 d/d, SO=9.6).

1150, 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devir sayılarında ve 15, 12.5 ve 9.6 sıkıştırma oranlarında 1.0, 1.15 ve 1.28 hava fazlalık katsayıları için hidrojen ilavesinin motor fren gücü ve özgül yakıt tüketimleri üzerine etkisi Şekil 3.34-3.38'de görülmektedir. SO=15 sıkıştırma oranında genel olarak hidrojen ilavesi motor fren gücünü azaltmaktadır. SO=12.5 sıkıştırma oranında ve stokiometrik şartlarda iken düşük devirlerde (1150 ve 1500 d/d) % 5 hidrojen ilavesi motor gücünü kısmi oranda artırmış fakat yüksek devirlerde hidrojen ilavesi gücü azaltmıştır. λ=1.15 ve λ=1.28 değerinde ise % 5'e kadar hidrojen ilavesi bütün hız değerleri için gücü artırmış fakat daha yüksek hidrojen oranları gücü azaltmıştır. SO=9.6 sıkıştırma oranında ise sadece 1150 d/d ve 1500 d/d motor devrinde ve λ=1.0'da HCNG5 en iyi sonucu verirken diğer bütün şartlarda ve devirlerde HCNG10 yakıtı en yüksek fren gücü değerlerini vermiştir.

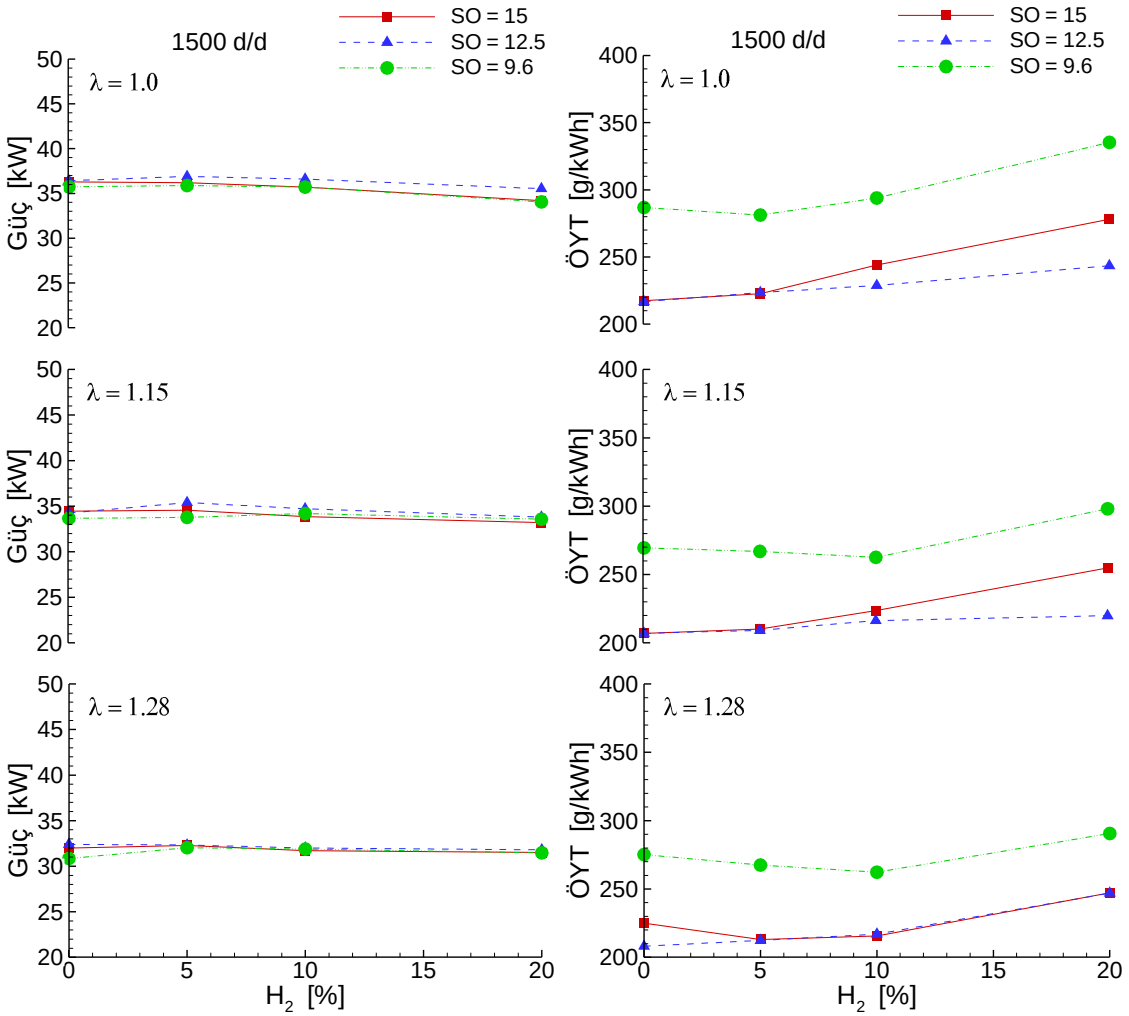
SO=15 sıkıştırma oranı ve 1500 d/d motor devrinde en yüksek güç değeri CNG yakıtında ve λ=1.0 değerinde 36.3 kW olarak elde edilirken 2500 d/d motor devrinde λ=1.15 değerinde ve yine CNG yakıtında 27 kW olarak elde edilmiştir. Benzer şekilde SO=12.5 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde en yüksek güç değeri HCNG5 yakıtı kullanılarak stokiometrik şartlarda 37 kW olarak elde edilirken 2500 d/d motor devrinde CNG yakıtı ile

43.9 kW olarak elde edilmiştir. SO=9.6 sıkıştırma oranında ise en yüksek motor gücü 1500 d/d motor devrinde için λ=1.15 değerinde ve HCNG10 yakıtı kullanılarak 34.2 kW olarak elde edilmiştir. 2500 d/d motor devri için bu değer 35.8 kW olarak λ=1.28 değerinde ve HCNG10 yakıtı kullanılarak elde edilmiştir.

Bununla birlikte bütün sıkıştırma oranları için düşük devirlerde (1150 d/d ve 1500 d/d) doğalgaza hidrojen ilavesi motor gücünde kısmi değişiklikler yaparken yüksek devirlerde (2000 d/d ve 2500 d/d) belirgin değişikliklere sebep olmaktadır. Sıkıştırma oranındaki değişimlerde benzer değişimlere sebep olmaktadır.



Şekil 3.34. Farklı sıkıştırma oranlarında λ=1.0, λ=1.15 ve λ=1.28 değerleri için hidrojen ilavesinin motor gücü ve özgül yakıt tüketimine etkisi (1150 d/d).



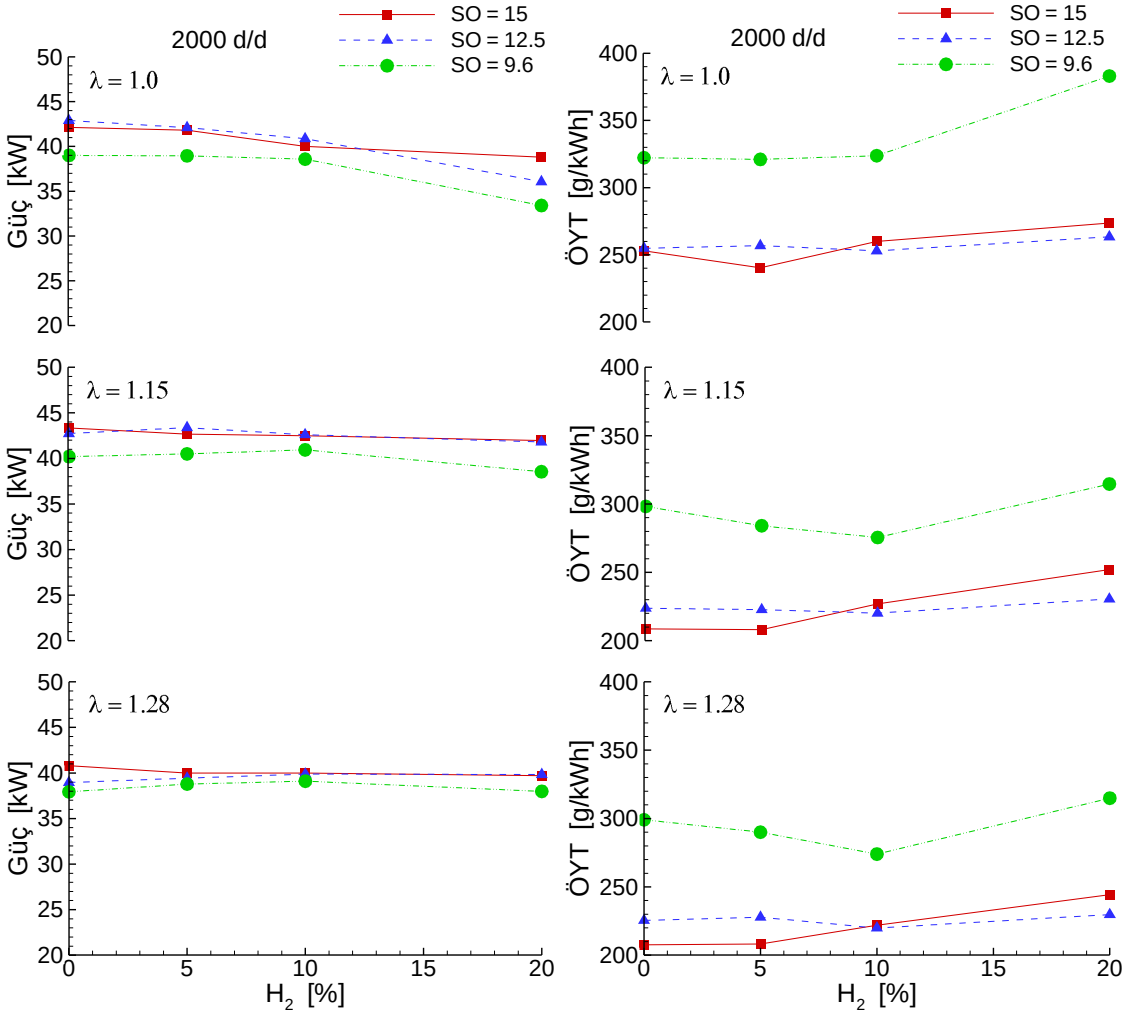
Şekil 3.35. Farklı sıkıştırma oranlarında λ=1.0, λ=1.15 ve λ=1.28 değerleri için hidrojen ilavesinin motor gücü ve özgül yakıt tüketimine etkisi (1500 d/d).

En önemli motor performans parametrelerinden olan özgül yakıt tüketiminin en küçük değeri 207 g/kWh olarak tespit edilmiştir. Bu değer genel olarak 1500 d/d ve 2000 d/d motor devirlerinde, 12.5 ile 15 sıkıştırma oranlarında ve λ=1.15 ve λ=1.28 değerlerinde CNG ve HCNG5 yakıtları kullanılarak elde edilmiştir. Ayrıca en düşük ÖYT değerleri % 10 hidrojen ilavesine kadar 15 sıkıştırma oranında elde edilirken % 20 hidrojen ilaveli HCNG20 yakıtı için 12.5 sıkıştırma oranında elde edilmiştir. İlave olarak bütün çalışma boyunca en yüksek özgül yakıt tüketim değerleri 9.6 sıkıştırma oranında elde edilmiştir.

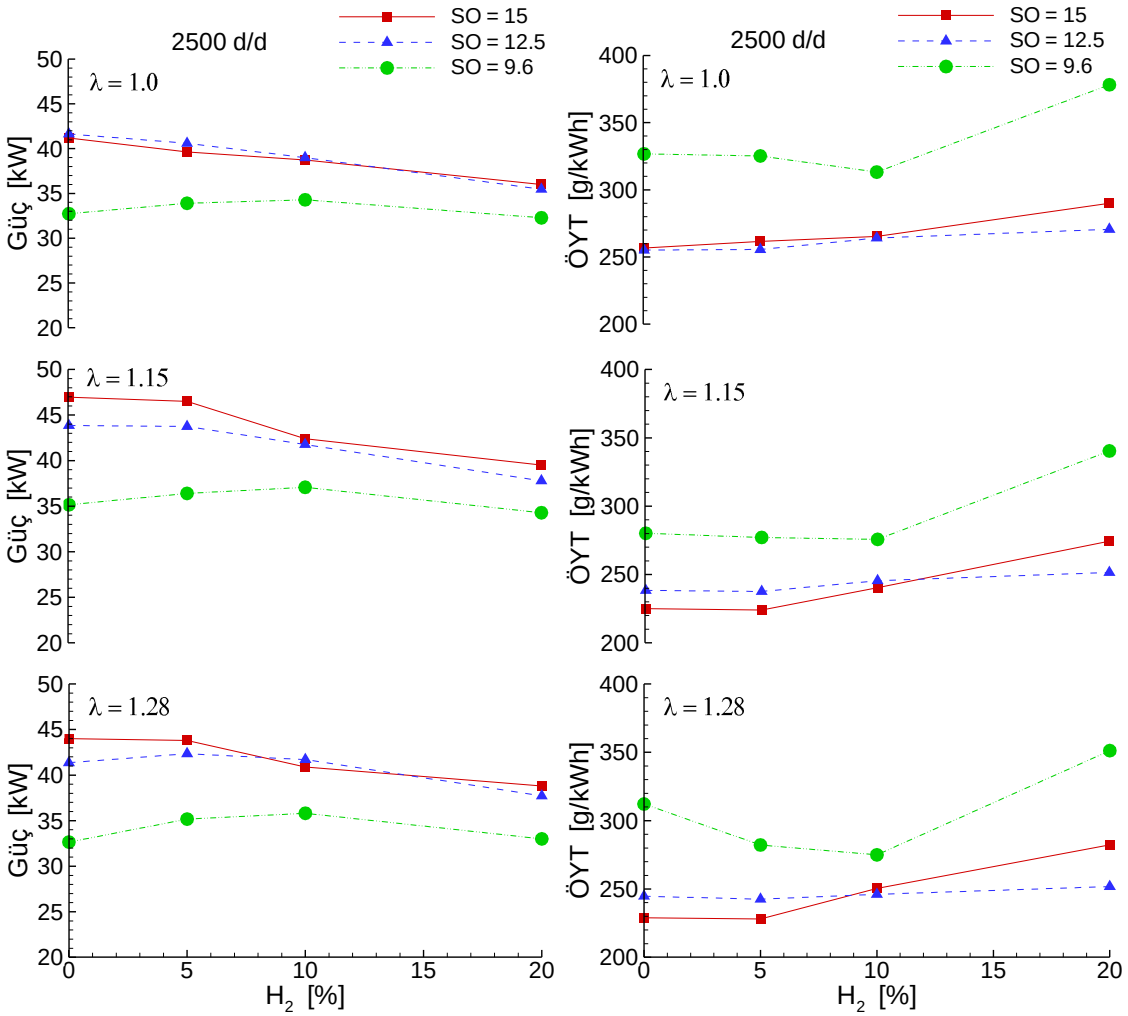
1500 d/d motor devrinde ve stokiometrik şartlarda CNG ve HCNG10 yakıtı için 15, 12.5 ve 9.6 sıkıştırma oranlarında ÖYT değerleri sırası ile 217.4, 216.7 ve 286.8 g/kWh; 244, 229 ve 294 g/kWh olarak elde edilirken aynı devirde ve λ=1.28 değerinde ÖYT değerleri sırasıyla

225, 208.2 ve 275.2 g/kWh; 215.7, 217 ve 262.3 g/kWh olarak tespit edilmiştir. Benzer şekilde 2500 d/d motor devrinde ve λ=1.0 değerinde aynı yakıtlar ve sıkıştırma oranları için ÖYT değerleri sırasıyla 256.7, 245.1 ve 326.7 g/kWh olarak hesaplanırken aynı devir ve aynı yakıtlar için 15, 12.5 ve 9.6 sıkıştırma oranlarında λ=1.28'de sırasıyla 229, 243.7 ve 312.2 g/kWh; 250.5, 248.1 ve 275 g/kWh olarak tespit edilmiştir.

Son olarak en düşük ÖYT değerleri 15 sıkıştırma oranında CNG ve HCNG5 ile elde edilirken 9.6 sıkıştırma oranında HCNG10 ile elde edilmektedir.



Şekil 3.36. Farklı sıkıştırma oranlarında λ=1.0, λ=1.15 ve λ=1.28 değerleri için hidrojen ilavesinin motor gücü ve özgül yakıt tüketimine etkisi (2000 d/d).



Şekil 3.37. Farklı sıkıştırma oranlarında λ=1.0, λ=1.15 ve λ=1.28 değerleri için hidrojen ilavesinin motor gücü ve özgül yakıt tüketimine etkisi (2500 d/d).

3.6. Hidrojen Oranındaki Değişimin Silindir İçi Basınca ve Isı Salınım Oranına Etkisi

Farklı hidrojen oranları içeren HCNG yakıtlarının 9.6, 12.5 ve 15 sıkıştırma oranlarına sahip deney motorunda kullanılmasıyla stokiometrik şartlarda krank mili açısına bağlı olarak ölçülen silindir içi basınç değerleri ve hesaplanan ısı salınım oranları Şekil 3.38-3.49'da verilmektedir. Stokiometrik şartlarda yapılan çalışmalardan elde edilen grafiklerde görüldüğü gibi en yüksek basınç değerleri 15 sıkıştırma oranı için CNG yakıtında elde edilirken SO=9.6 için HCNG5 ve HCNG10 yakıtlarında elde edilmiştir. Stokiometrik şartlar ve 9.6 sıkıştırma oranı için 1500 ve 2000 d/d motor devrinde CNG, HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtları kullanılarak yapılan çalışmalarda sırasıyla 57, 57.4, 57.6 ve 56.6 bar; 49.5, 51, 50 ve 45.1 bar maksimum basınç değerleri ve 84, 88.2, 85.2 ve 78.06 J/^{0} KMA; 69, 75.55, 67.1 ve 58 J/^{0}

KMA ısı salınım oranları elde edilmiştir. Aynı şartlarda ve aynı motor devirlerinde SO=15 için ise sırasıyla 82.6, 82.1, 80.8 ve 75.3 bar; 74, 73, 72.3 ve 69.5 bar maksimum basınç değerleri ölçülmüştür.

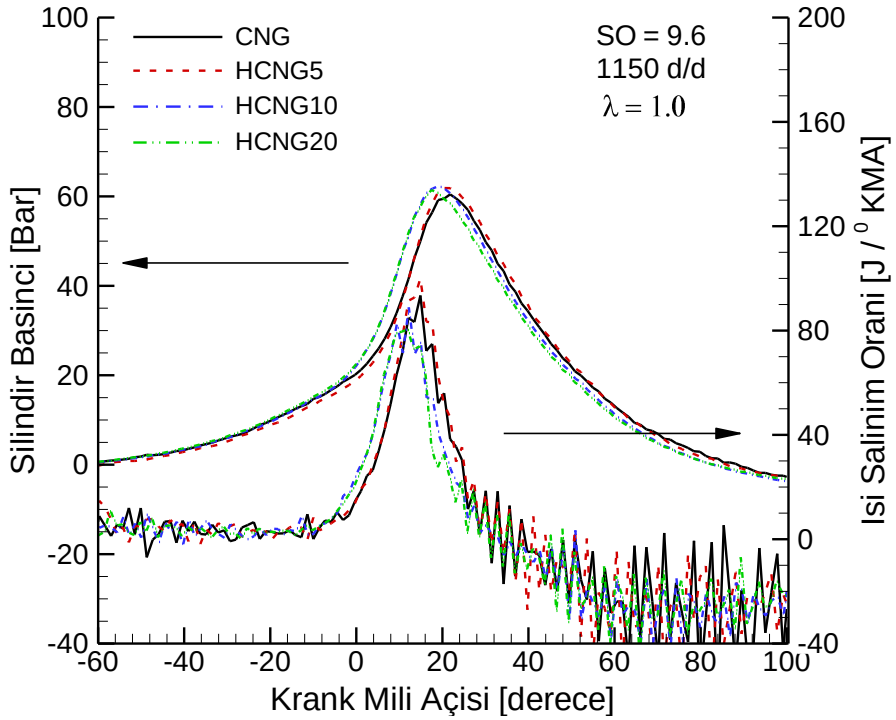
Ayrıca bütün sıkıştırma oranları ve yakıtları için maksimum basınç değerleri 1150 d/d motor devrinde elde edilmiştir. Sabit 12.5 sıkıştırma oranında ve HCNG5 yakıtı kullanılarak 1150, 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devirleri için sırasıyla 78, 79.3, 64.4 ve 53.5 bar maksimum basınç değerleri 11.8, 20.6, 21.2 ve 23.0 derece krank mili açılarında ölçülmüştür. Burada motor devrindeki artış volümetrik verimi azaltmakta ve maksimum silindir basıncını düşürmektedir. Ayrıca motor devrinin artması piston hızını artırdığından maksimum basınç değerleri genellikle daha yüksek krank mili açılarında oluşmuştur. Yani, basınç eğrilerinin üst ölü noktadan uzaklaştığı görülmektedir.

Krank mili açısına bağlı olarak ölçülen basınç değerleri incelendiğinde yakıt içerisindeki hidrojen oranı arttıkça maksimum basınç değerlerinin daha düşük açılarda oluştuğu ve basınç eğrilerinin üst ölü noktaya yaklaştığı görülmektedir. Benzer şekilde hidrojen oranının atması ısı salınım eğrilerini üst ölü noktaya yaklaştırmaktadır. Örneğin 9.6 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde CNG, HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtlarının kullanılması ile maksimum basınç değerleri üst ölü noktadan sonra sırasıyla 24.2, 22.4, 20.6 ve 18.8^0 krank mili açılarında oluşurken aynı stokiometrik değerlerde maksimum ısı salım değerleri 17, 15.3, 13.4 ve 11.6^0 krank mili açılarında elde edilmiştir. Aynı şartlarda ve devirde 12.5 ve 15 sıkıştırma oranları için maksimum basınç değerleri sırasıyla 22.4, 20.6, 18.8 ve 18.8^0; 20.6, 19.1, 17 ve 15.2^0 krank mili açılarında oluşmuştur. Hidrojen yüzdesinin artması Tablo 2.3'de görüldüğü gibi karışımın alev hızını artırmıştır. Dolayısıyla basınç eğrileri ve ısı salınım eğrileri üst ölü noktaya yaklaşmıştır.

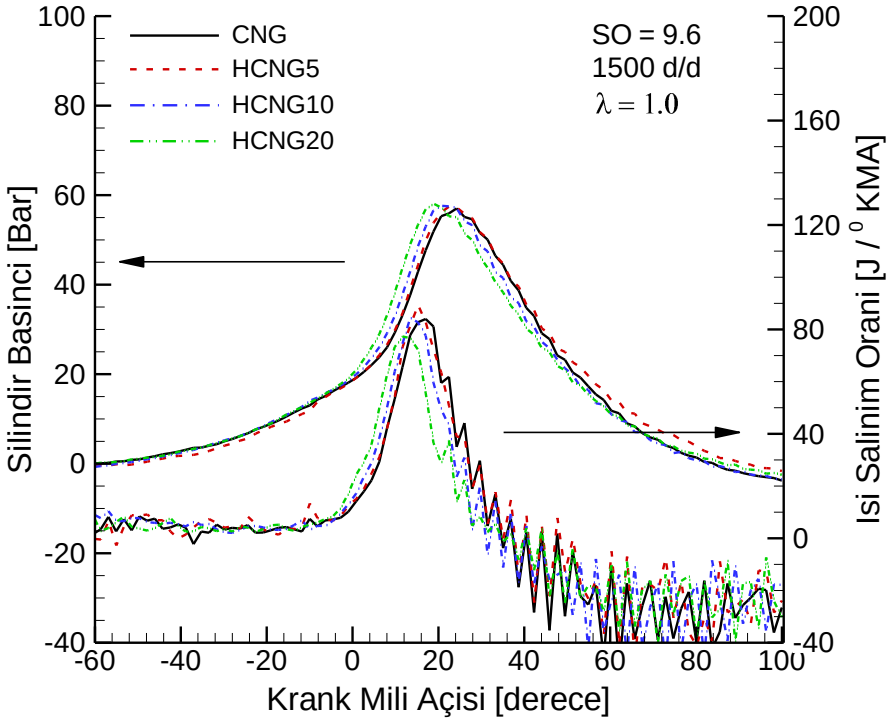
Stokiometrik şartlarda farklı sıkıştırma oranları ve 1500 d/d motor devrinde için krank mili açısına bağlı olarak ölçülen silindir içi basınçların ve hesaplanan ısı salınım oranlarının maksimum değerleri ile maksimum noktaya ulaştıkları krank mili açıları ve aynı şartlarda hesaplanan indüke efektif basınç (imep) değerleri Tablo 3.3'de verilmektedir. Tabloda verilen indüke efektif basınç (imep) değerlerinin genellikle aynı şartlarda ölçülen maksimum basınç değerleri ve aynı şartlarda motorda üretilen fren tork değerleri ile benzerlik içerdiği görülmektedir.

Tablo 3.3. Stokiometrik şartlarda farklı sıkıştırma oranları ve 1500 d/d motor devrinde için hidrojen ilavesinin İmep, P_{MAX}, θP_{MAX}, $ROHR_{MAX}$ ve $\theta ROHR_{MAX}$ değerlerine etkisi.

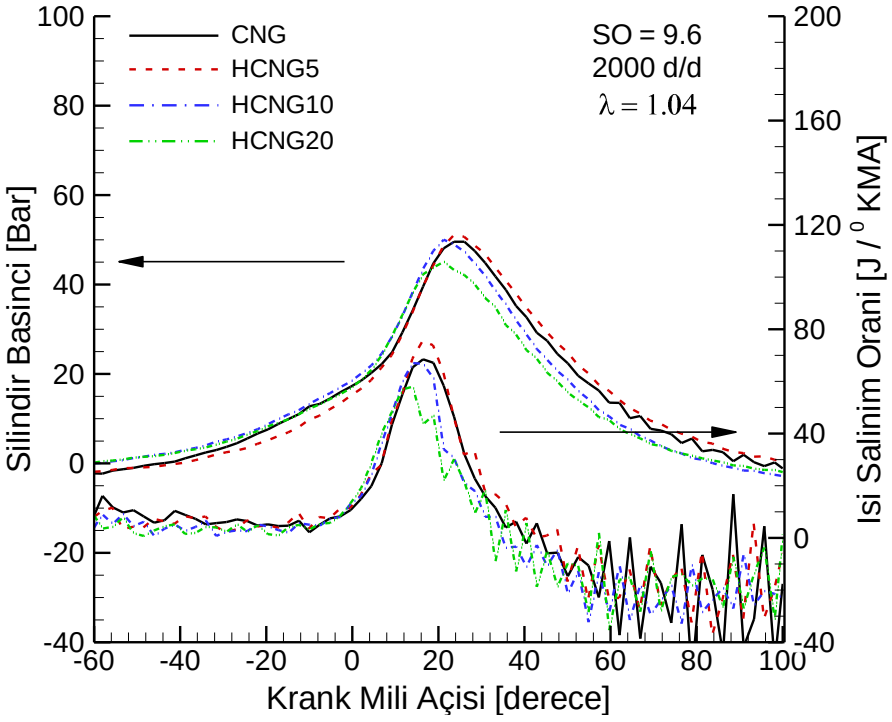
Sıkıştırma Oranı	**Yakıtlar**	**İmep (bar)**	**P_{MAX} (bar)**	**θP_{MAX} (^{0} KMA ÜÖNS)**	**$ROHR_{MAX}$ (J/^{0} KMA)**	**$\theta ROHR_{MAX}$ (^{0} KMA ÜÖNS)**
9.6	CNG	7.40	57	24.24	84.00	17.0
	HCNG5	8.03	57.4	22.48	88.19	15.3
	HCNG10	7.45	57.6	20.64	85.18	13.4
	HCNG20	7.07	56.6	18.84	78.06	11.6
12.5	CNG	8.68	70.1	22.44	89.56	13.4
	HCNG5	10.38	79.3	20.64	102.06	13.4
	HCNG10	9.58	75.6	18.84	90.69	11.6
	HCNG20	8.55	72.1	18.84	80.36	9.8
15	CNG	8.12	82.6	20.56	86.00	13.4
	HCNG5	8.10	82.1	19.06	90.30	10.0
	HCNG10	8.00	80.8	17.03	87.59	9.8
	HCNG20	7.50	75.3	15.23	78.26	8.02



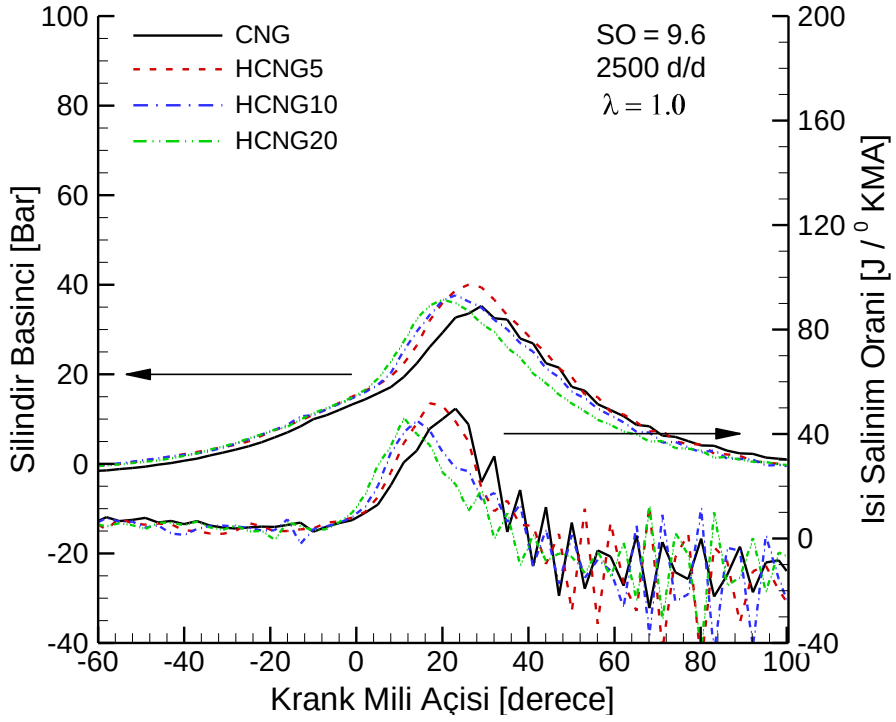
Şekil 3.38. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=9.6, 1150 d/d).



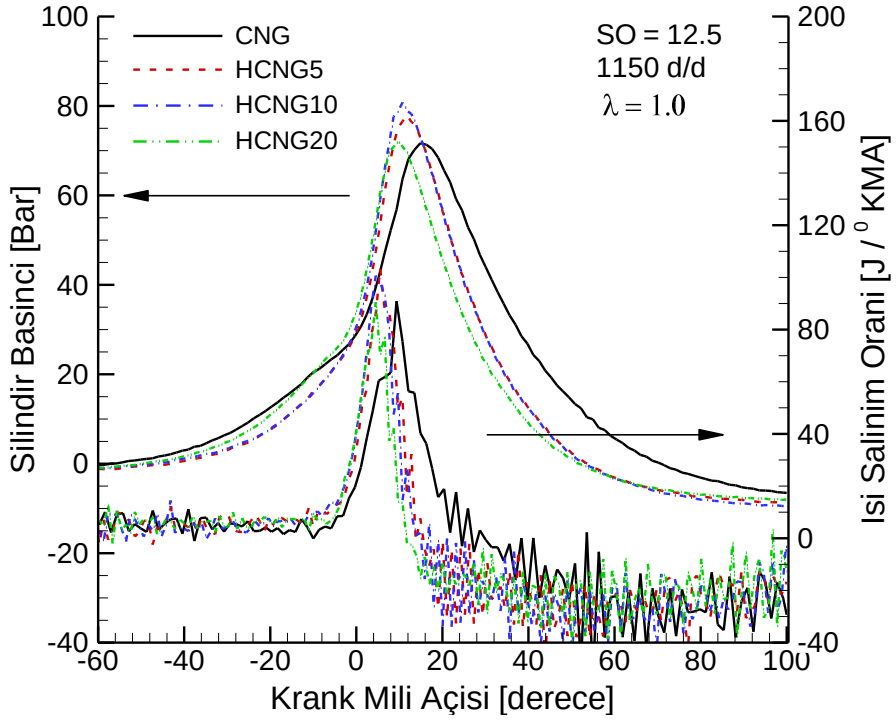
Şekil 3.39. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=9.6, 1500 d/d).



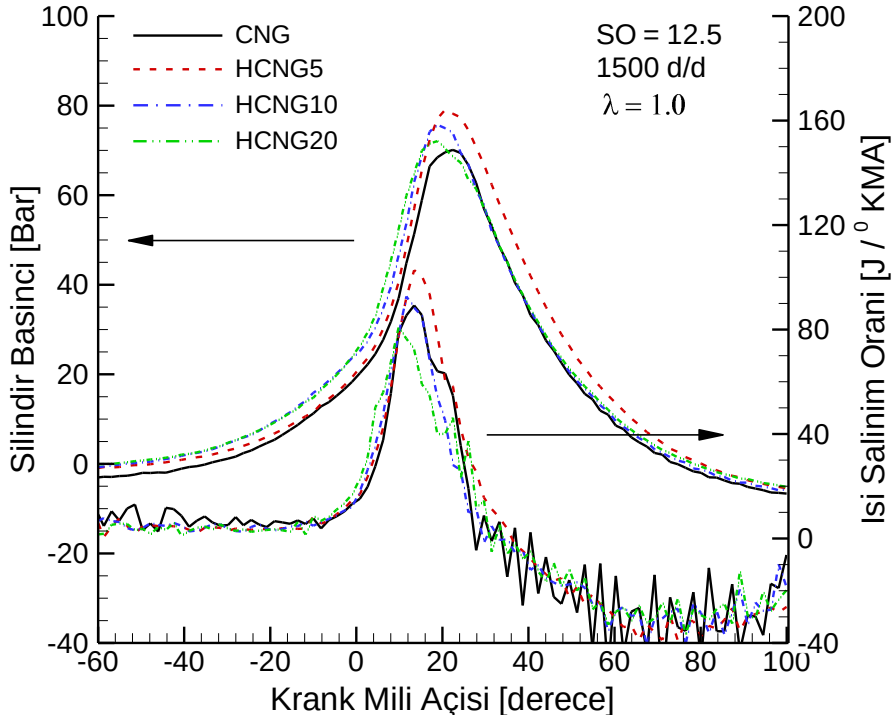
Şekil 3.40. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=9.6, 2000 d/d).



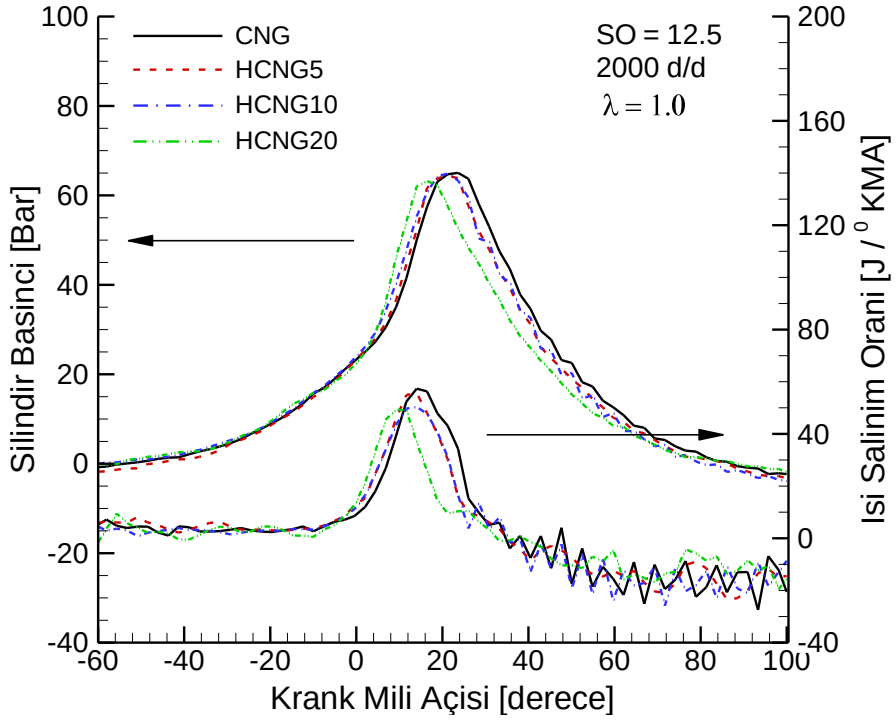
Şekil 3.41. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=9.6, 2500 d/d).



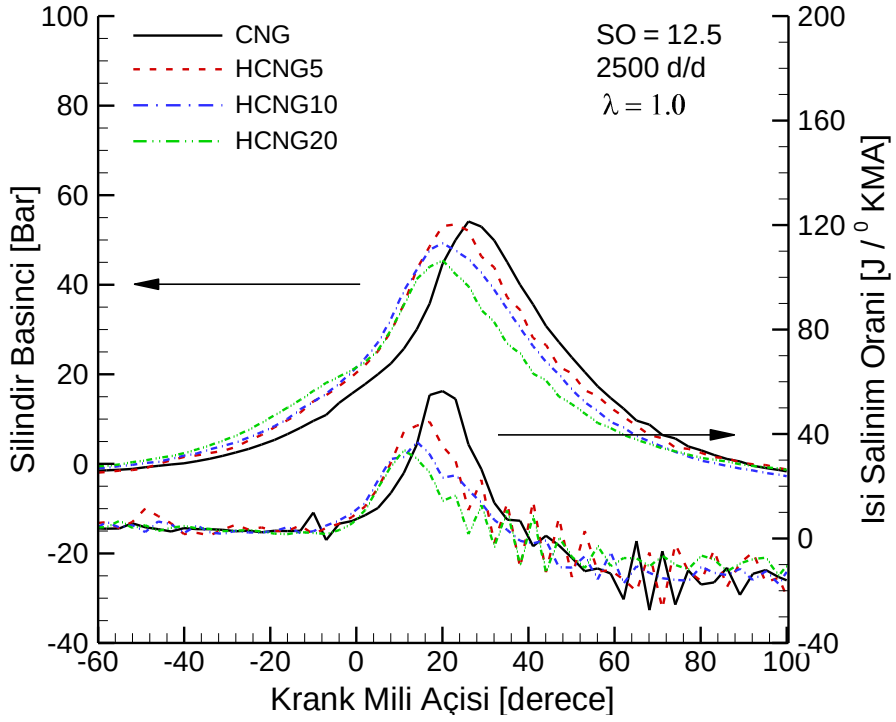
Şekil 3.42. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=12.5, 1150 d/d).



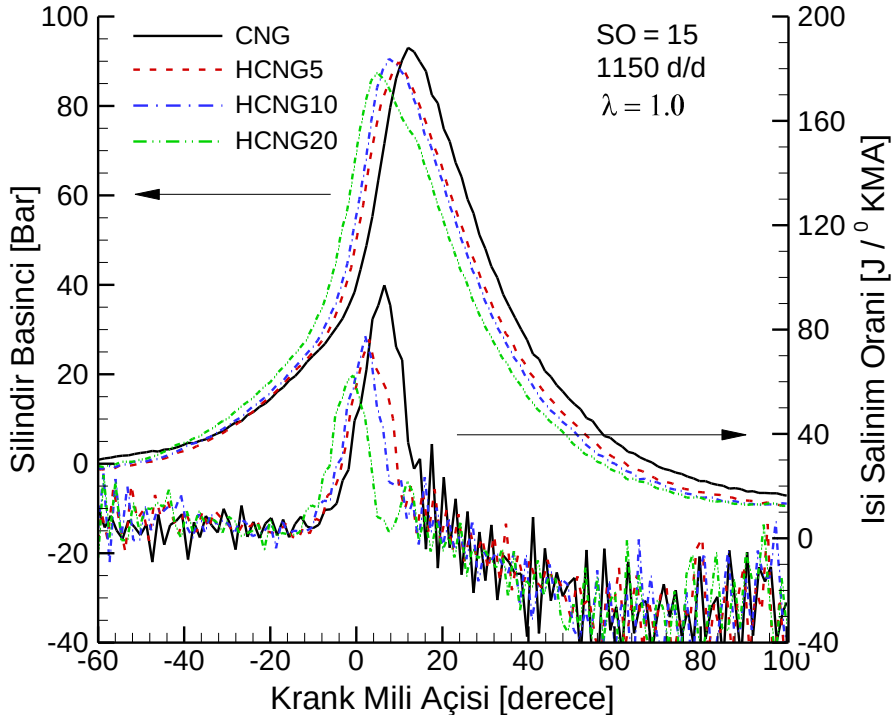
Şekil 3.43. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=12.5, 1500 d/d).



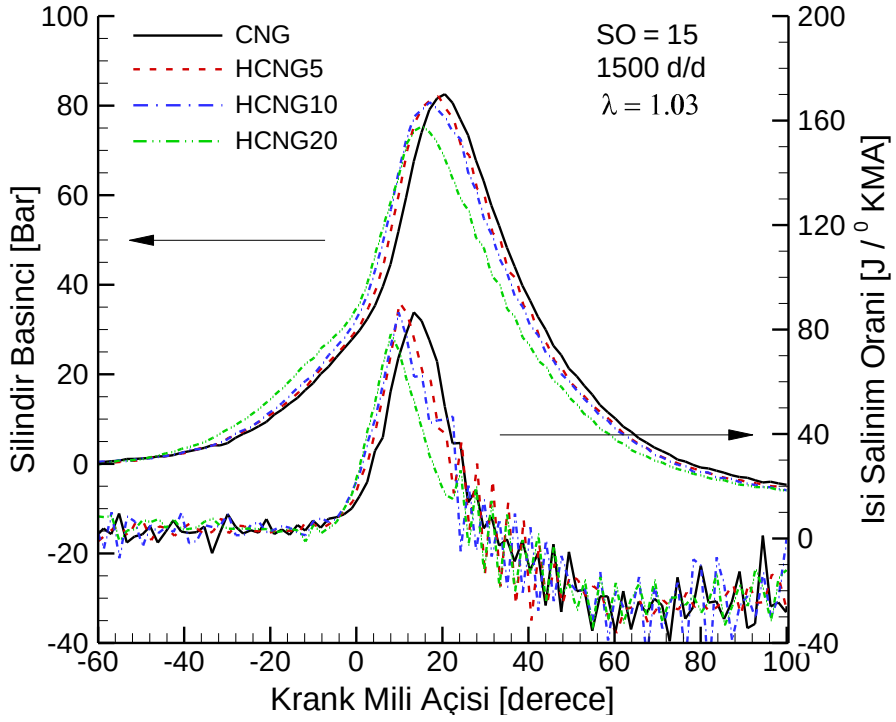
Şekil 3.44. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=12.5, 2000 d/d).



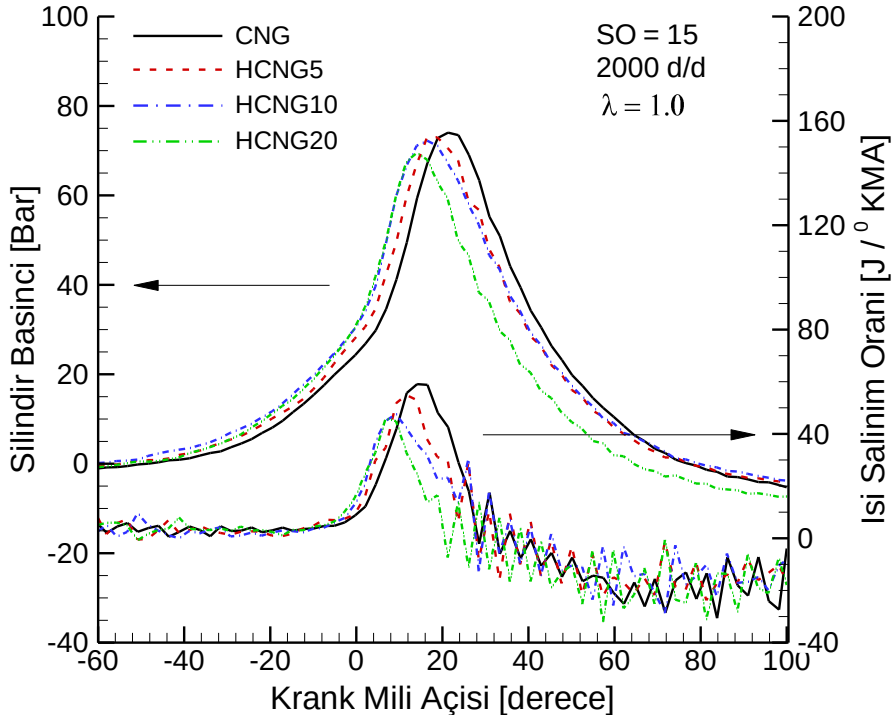
Şekil 3.45. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=12.5, 2500 d/d).



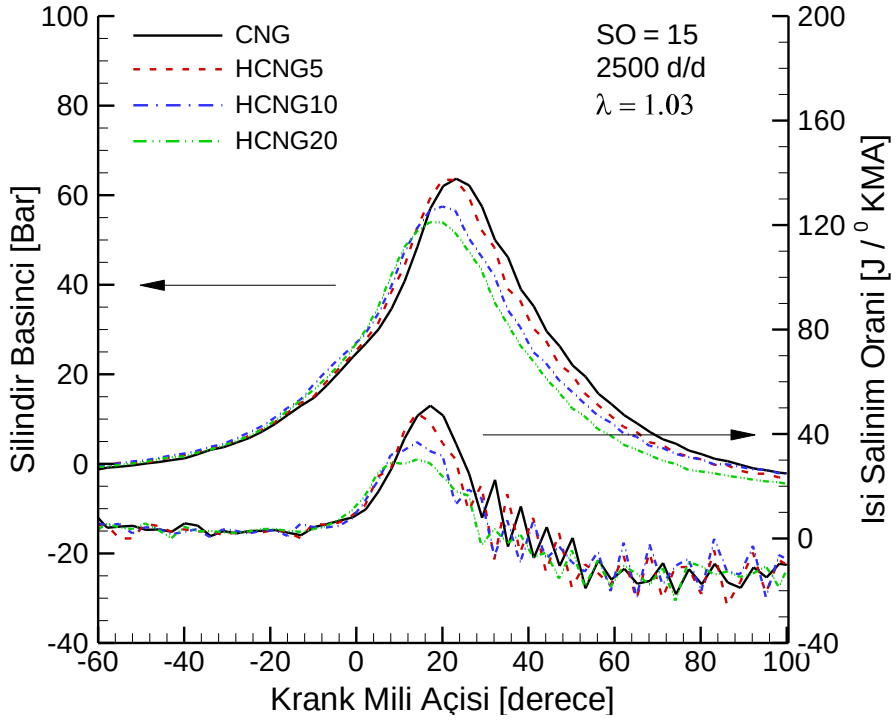
Şekil 3.46. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=15, 1150 d/d).



Şekil 3.47. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=15, 1500 d/d).



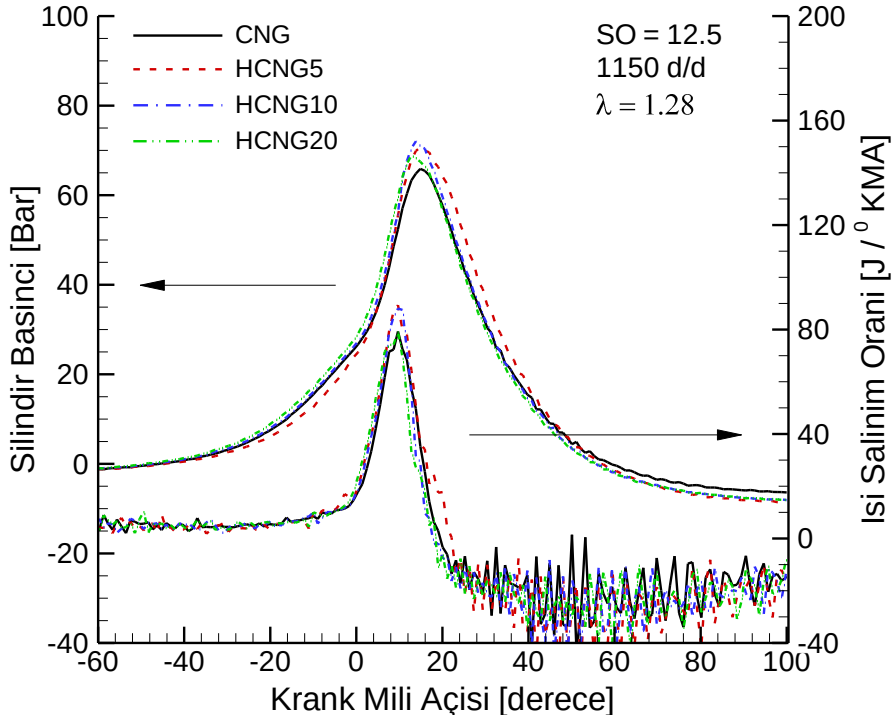
Şekil 3.48. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=15, 2000 d/d).



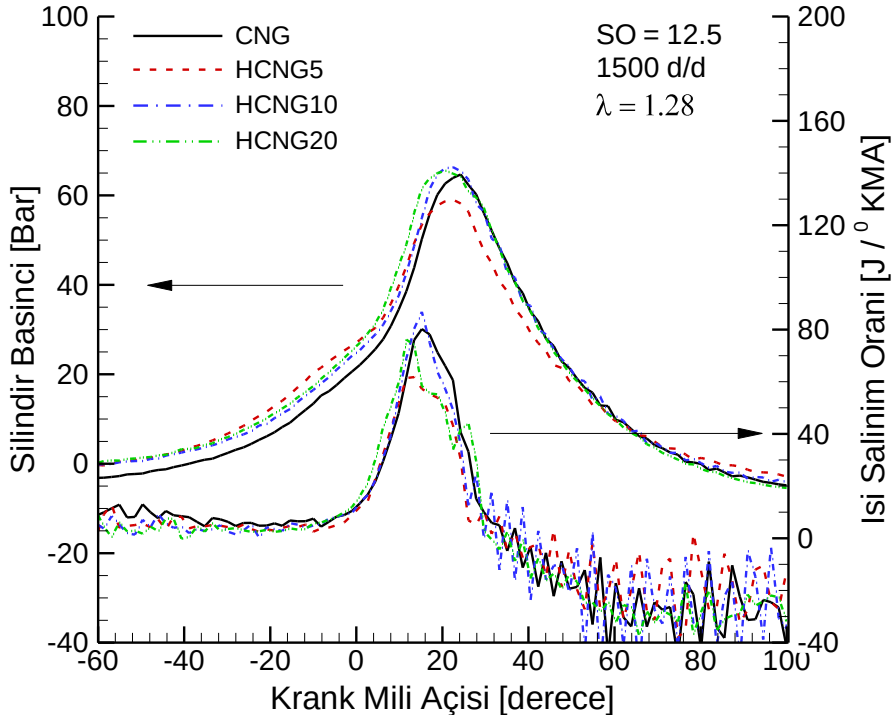
Şekil 3.49. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=15, 2500 d/d).

12.5 sıkıştırma oranı ve 1150, 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devrinde için λ=1.28 değerinde hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi Şekil 3.50-3.53'de verilmektedir. Ayrıca 2000 d/d motor devrinde ve 9.6 ile 15 sıkıştırma oranlarında λ=1.28 değeri için hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi Şekil 3.54 ve 3.55'de verilmektedir. λ=1.28 değeri için verilen şekiller incelendiğinde öncelikle hidrojen ilavesi ile basınç ve ısıl salının eğrilerinin üst ölü noktaya yaklaştığı görülmektedir.

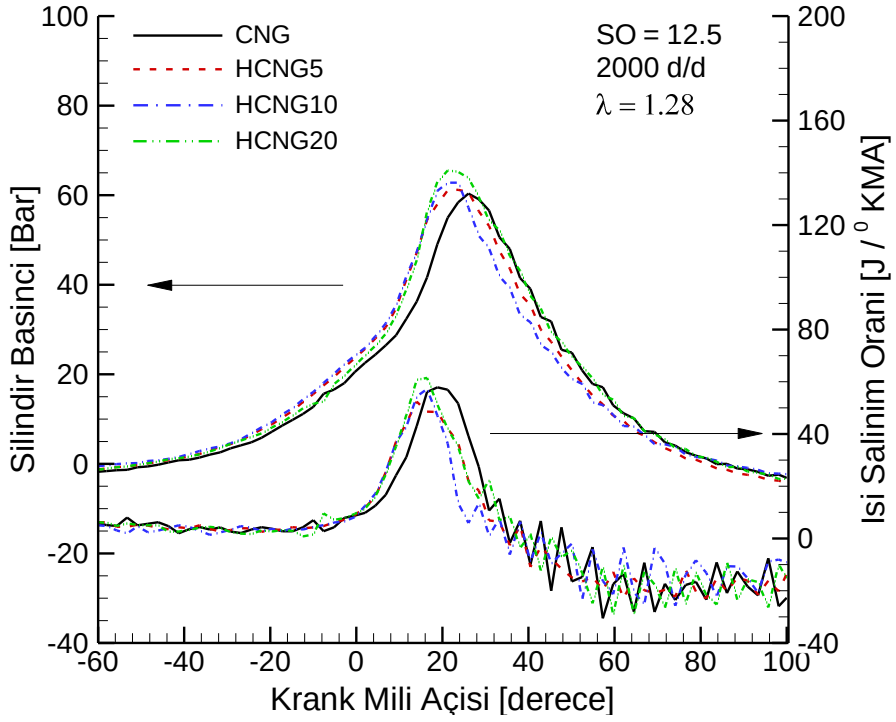
Ayrıca hava fazlalık katsayısının 1.0'dan 1.28'e artırılması ile karışım alev hızı azalmakta ve basınç ile ısıl salınım eğrileri üst ölü noktadan uzaklaşmaktadır. Örneğin, 1500 d/d motor devrinde, 12.5 sıkıştırma oranında ve stokiometrik şartlarda CNG, HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtları kullanılarak sırasıyla 70.1, 79.3, 75.6 ve 72.1 bar maksimum basınç değerleri 22.44, 20.64, 18.84 ve 18.84 krank mili açılarında elde edilirken hava fazlalık katsayısının 1.28'e çıkarılmasıyla maksimum basınç değerleri 64.7, 60.35, 66.3 ve 65.9 bar olarak 24.24, 22.44, 22.44 ve 20.64 krank mili açılarında elde edilmiştir.



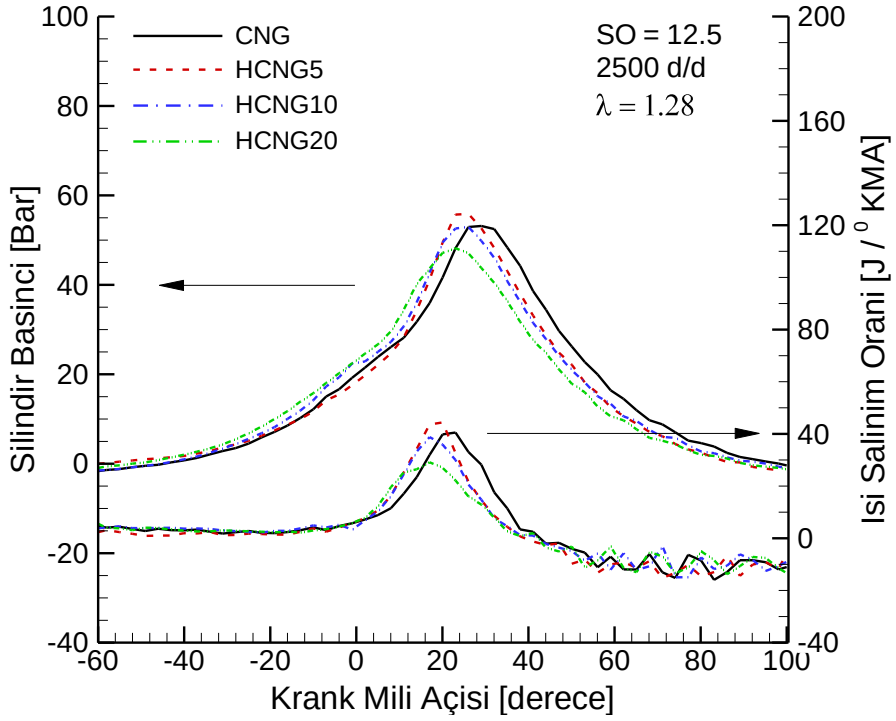
Şekil 3.50. λ=1.28 değerinde hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=12.5, 1150 d/d).



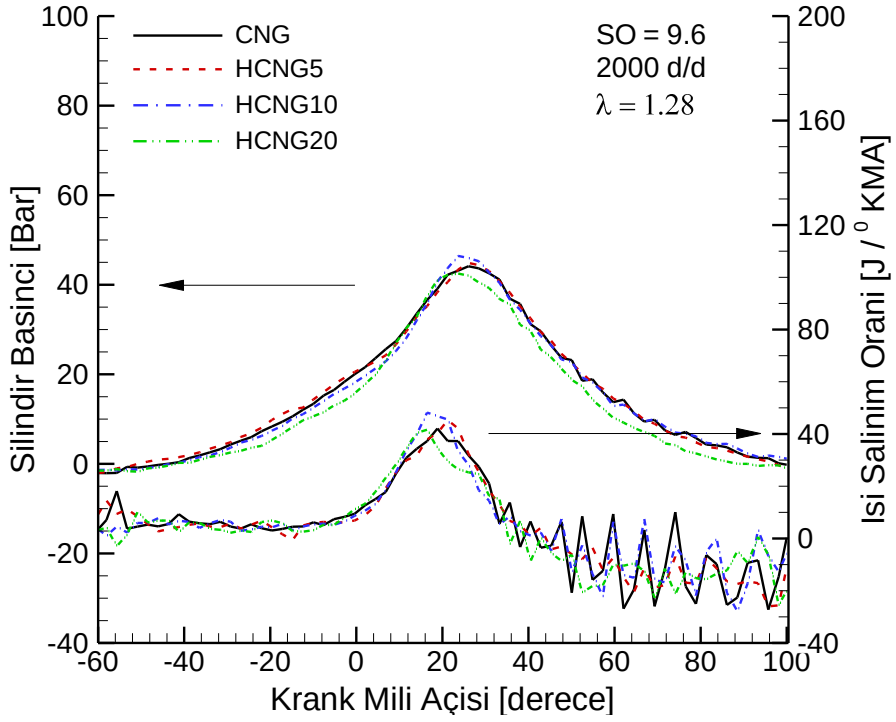
Şekil 3.51. λ=1.28 değerinde hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=12.5, 1500 d/d).



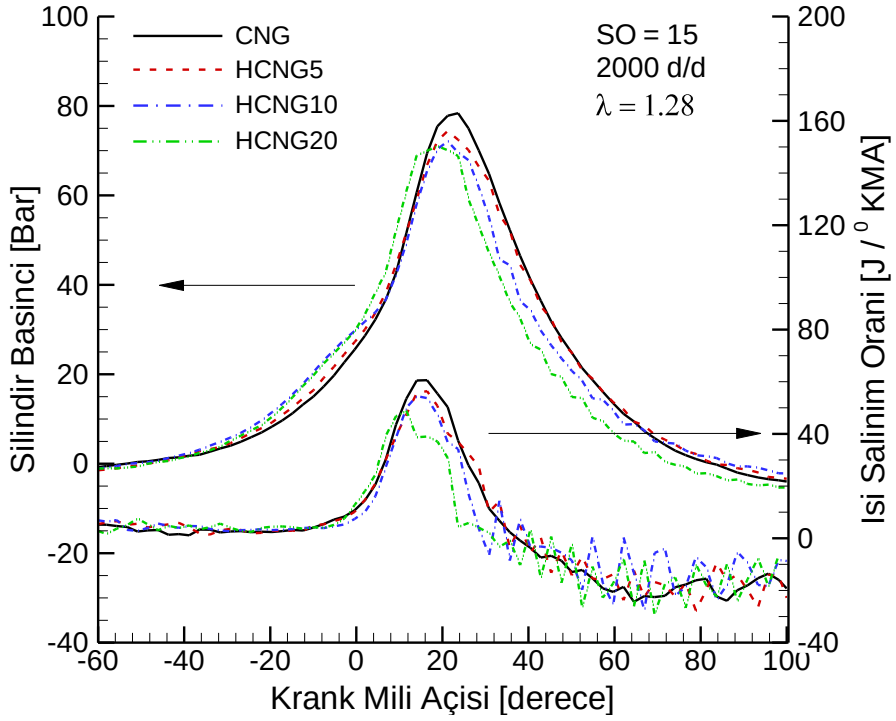
Şekil 3.52. λ=1.28 değerinde hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=12.5, 2000 d/d).



Şekil 3.53. λ=1.28 değerinde hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=12.5, 2500 d/d).



Şekil 3.54. λ=1.28 değerinde hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=9.6, 2000 d/d).



Şekil 3.55. λ=1.28 değerinde hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (SO=15, 2000 d/d).

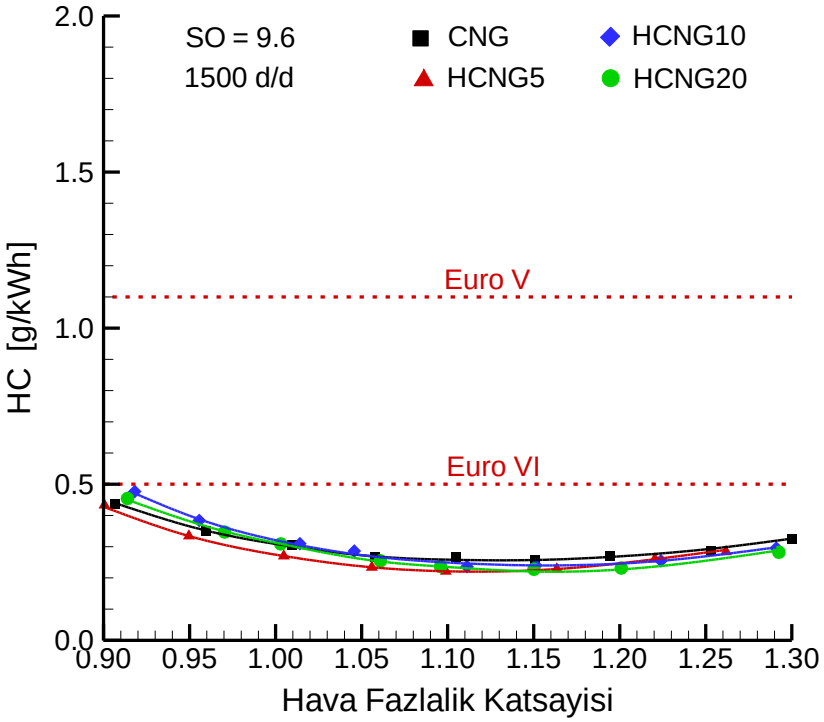
3.7. Hidrojen Oranlarındaki Değişimin Emisyonlara Etkisi

Hidrojen oranlarındaki değişimin emisyon değerleri üzerine etkisi Şekil 3.56-3.77'de gösterilmektedir. Hidrojen ilavesinin hidrokarbon (HC) emisyonları üzerine etkisinin gösterildiği şekiller (3.56-3.61) incelendiğinde, tam yük şartlarında yapılan deneylerde bütün yakıtlar için HC değerleri genellikle gaz yakıtlı motorlar için verilen Euro-5 standartlarından (1.1 g/kWh) daha az oluştuğu görülmektedir. Özellikle düşük motor devirlerinde elde edilen HC değerlerinin Euro-6 standart değerinden de (0.5 g/kWh) aşağıda olduğu görülmektedir.

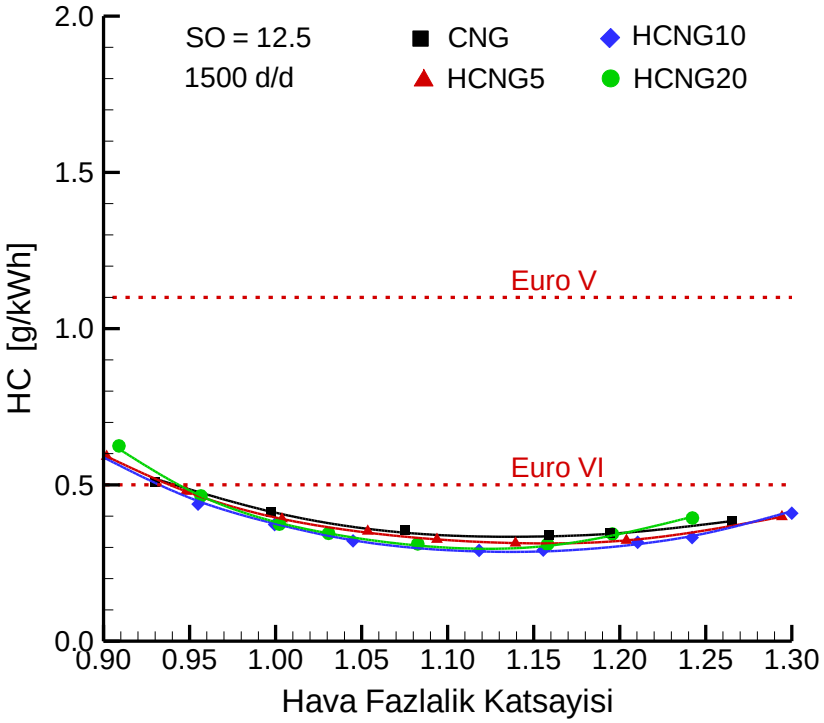
Ayrıca bütün sıkıştırma oranlarında ve HCNG yakıtlarında minimum HC emisyon değerleri λ=1.1 ve λ=1.2 arasında elde edilmiştir. λ=1.15 civarında ve 9.6 sıkıştırma oranında CNG, HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtları kullanılarak sıra ile 0.26, 0.22, 0.24 ve 0.23 g/kWh HC emisyon değerleri elde edilmiştir. Aynı şartlarda 12.5 ve 15 sıkıştırma oranları için HCNG yakıtları kullanılarak sırayla 0.33, 0.31, 0.29 ve 0.3 g/kWh; 0.34, 0.35, 0.41 ve 0.39 g/kWh hidrokarbon değerleri elde edilmiştir. Burada sıkıştırma oranının artması ile yanma odası içerisindeki yüzey/hacim oranı artmakta ve yüksek basınçtan dolayı yanmamış gaz karışımları yanma hacmine birikmekte dolayısıyla HC değerleri artmaktadır [9, 107].

Şekiller incelendiğinde elde edilen bir diğer sonuç ise motor devrinin artması ile HC emisyonlarının artmış olduğudur. Burada motor devrinin artması ile piston hızı artmakta dolayısıyla yanma verimi azalmaktadır. Bunun sonucu olarak HC değerleri artmaktadır. 12.5 sıkıştırma oranlarında ve stokiometrik şartlarda HCNG5 yakıtı kullanılarak 1150, 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devirleri için sırasıyla 0.28, 0.39, 0.47 ve 0.56 g/kWh HC değerleri elde edilirken aynı şartlarda HCNG10 yakıtı kullanılarak sırasıyla 0.29, 0.37, 0.76 ve 0.85 g/kWh HC değerleri elde edilmiştir.

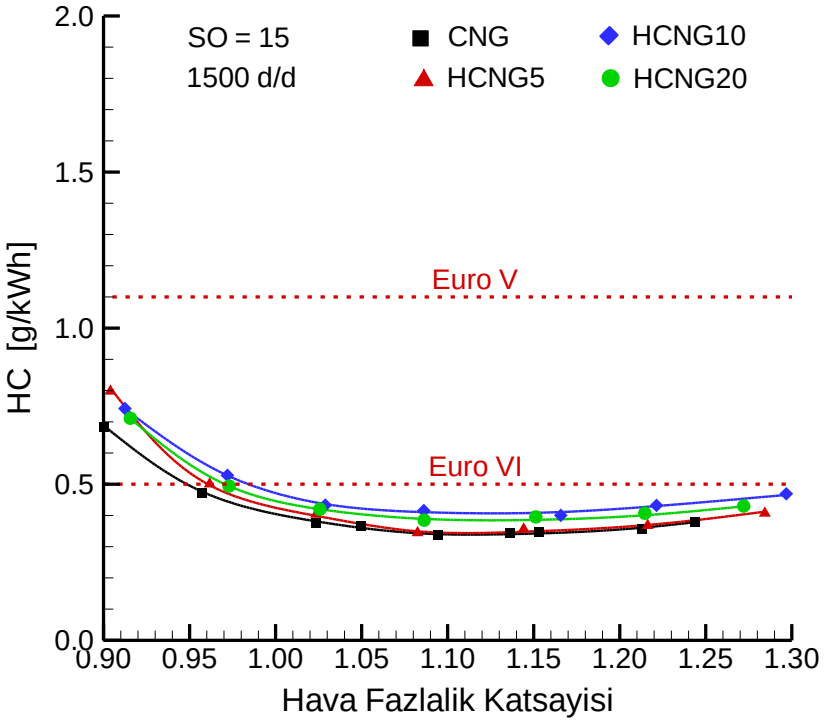
Değişik sıkıştırma oranlarında ve motor devirlerinde HC değişimlerinin verildiği şekiller incelendiğinde hidrojen ilavesinin HC emisyonları üzerine belirgin bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Burada gerek elde edilen HC değerlerinin çok düşük olması gerekse motorda bir miktar yağ yakılmış olması bu sonucun oluşmasına sebep olabileceği düşünülmektedir.



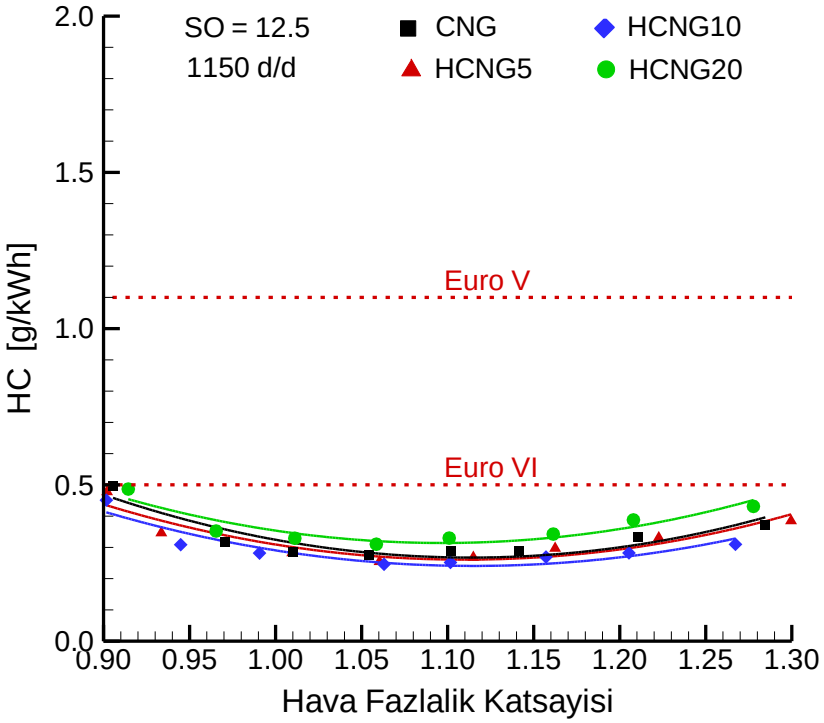
Şekil 3.56. 9.6 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi.



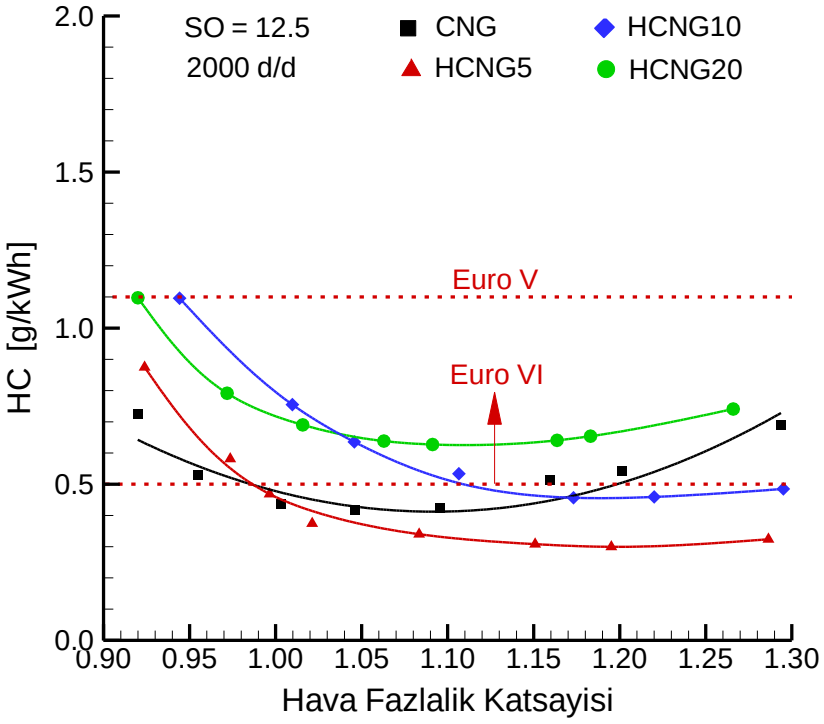
Şekil 3.57. 12.5 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi.



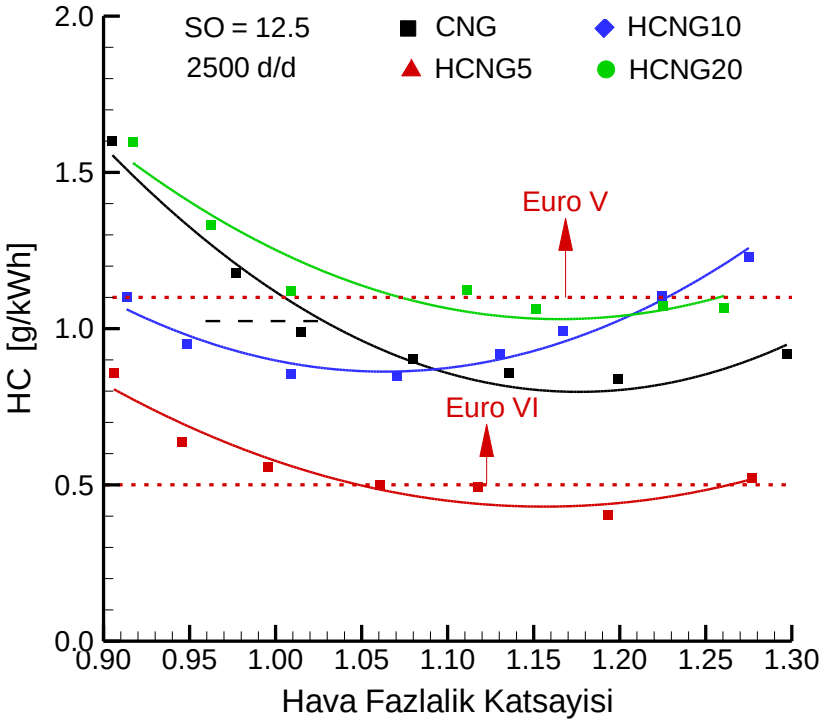
Şekil 3.58. 15 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi.



Şekil 3.59. 12.5 sıkıştırma oranında ve 1150 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi.



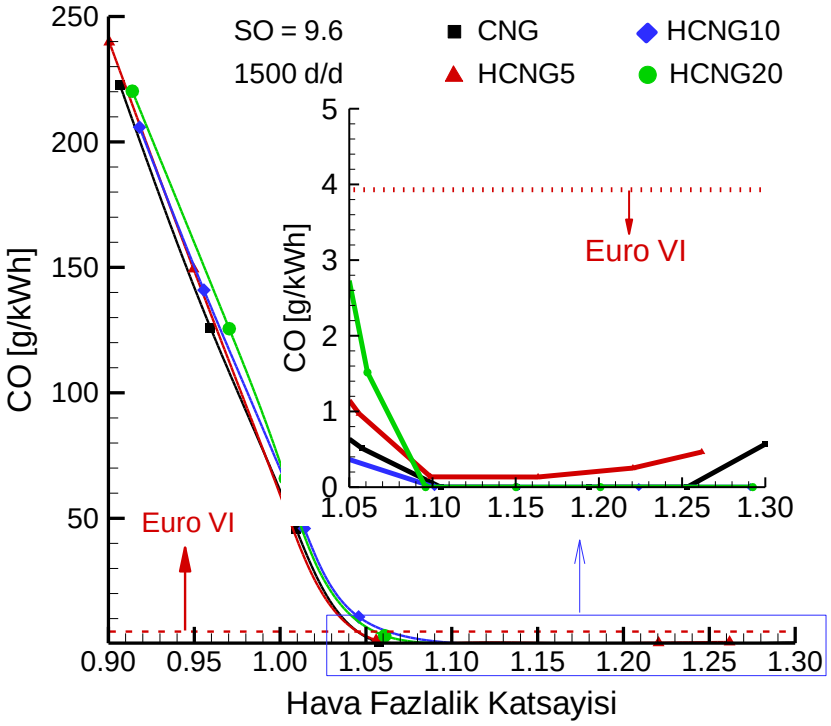
Şekil 3.60. 12.5 sıkıştırma oranında ve 2000 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi.



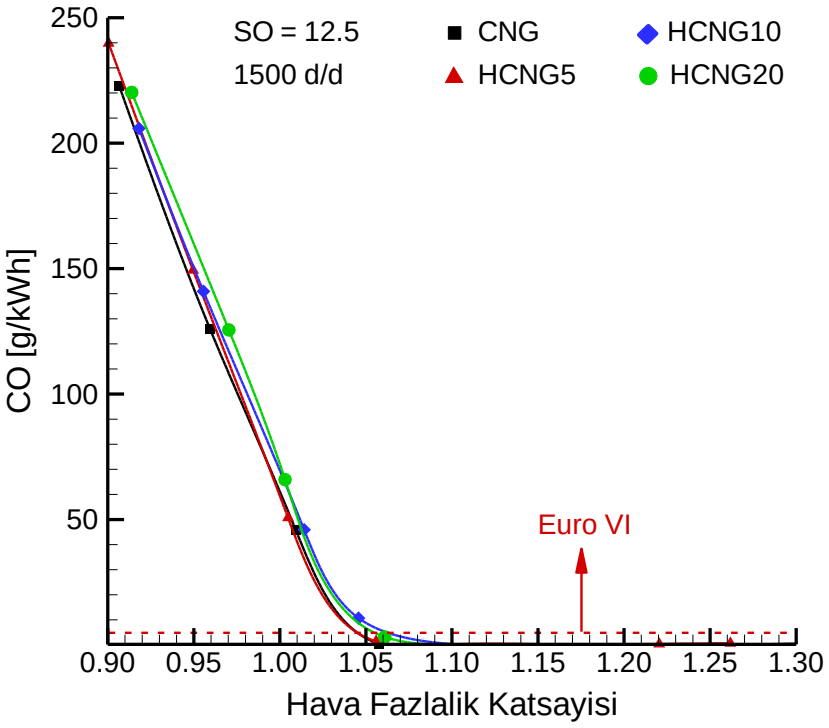
Şekil 3.61. 12.5 sıkıştırma oranında ve 2500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi.

Farklı sıkıştırma oranlarında ve farklı motor devirlerinde HCNG yakıtlarının kullanılmasıyla elde dilen karbon monoksit (CO) değerlerinin verildiği şekiller (3.62-3.67) incelendiğinde hava fazlalık katsayısı ile CO değerlerinin hızla azaldığı ve λ=1.1'den sonra Euro-6 standartlarından (4.0 g/kWh) daha az olduğu görülmektedir. 9.6 sıkıştırma oranında ve 0.90 hava fazlalık katsayısı civarında CNG, HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtları için sırasıyla 223, 240, 206 ve 220 g/kWh CO emisyon değerleri elde edilirken λ=1.05 ve λ=1.2 civarında bu emisyon değerleri sırayla 0.01, 1.46, 10.7 ve 3.2 g/kWh; 0, 0.01, 0 ve 0 g/kWh olarak tespit edilmiştir. Aynı şartlarda sıkıştırma oranı 15'de ise sırasıyla 230, 221, 207 ve 188 g/kWh; 7.3, 18.2, 16.8 ve 13.7 g/kWh; 0.9, 0.4, 0.9 ve 0.7 g/kWh CO emisyon değerleri ölçülmüştür. Bu değerlerden ve şekillerden görüldüğü gibi hidrojen ilavesinin CO üzerine etki etmediği görülmektedir.

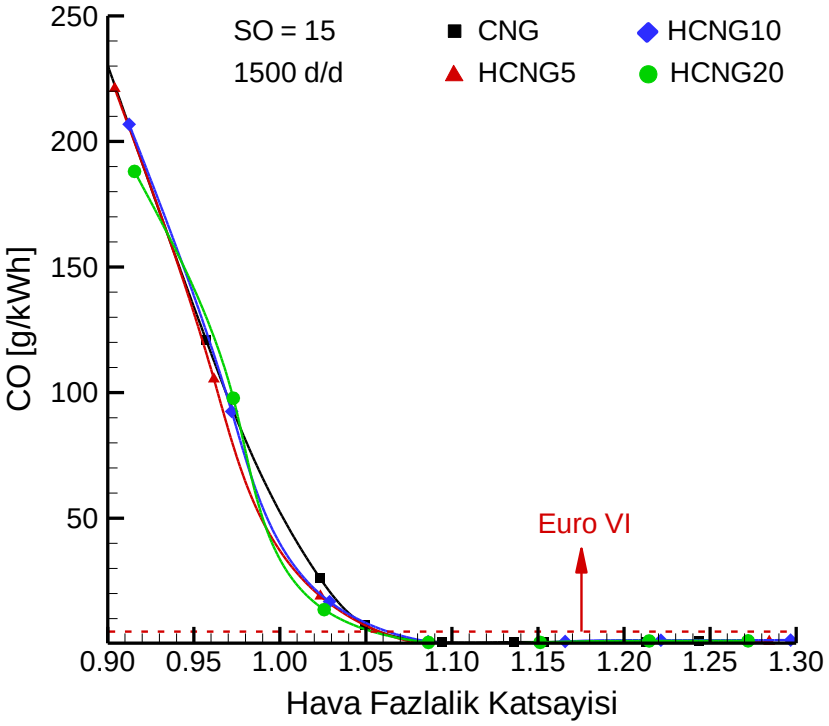
Motor devrine bağlı olarak CO değişimleri incelendiğinde 2000 d/d motor devrine kadar CO değerlerinin arttığı 2500 d/d motor devrinde ise azaldığı görülmektedir. SO=12.5'da CNG kullanılması ile elde edilen CO değerlerinin 1150 d/d'da λ=1.04'de istenen standart değerlere ulaştığı görülürken 1500, 2000 ve 2500 d/d devirlerinde standart değerlere sırasıyla λ=1.06, λ=1.07 ve λ=1.01'de ulaştığı görülmektedir.



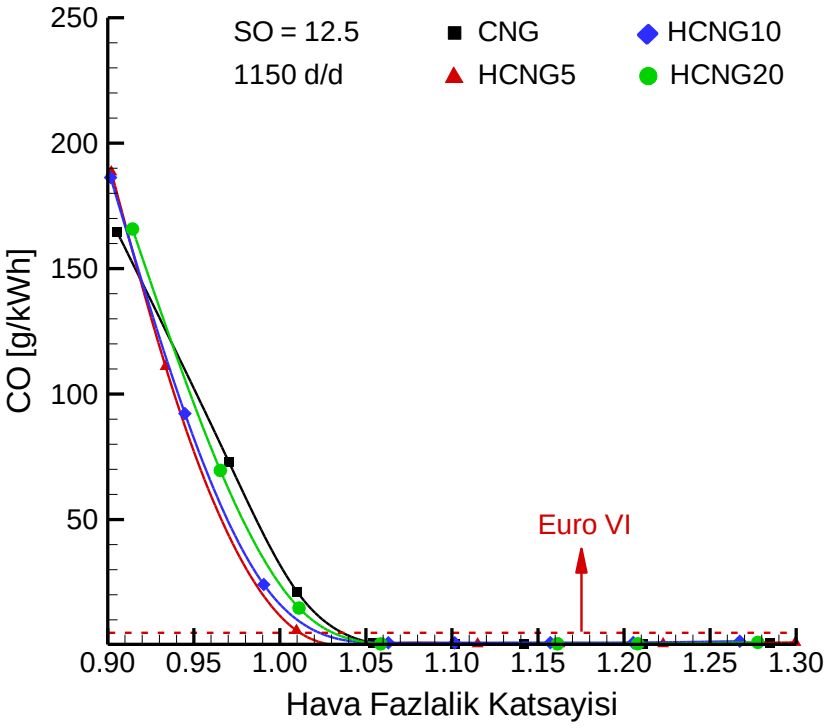
Şekil 3.62. 9.6 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi.



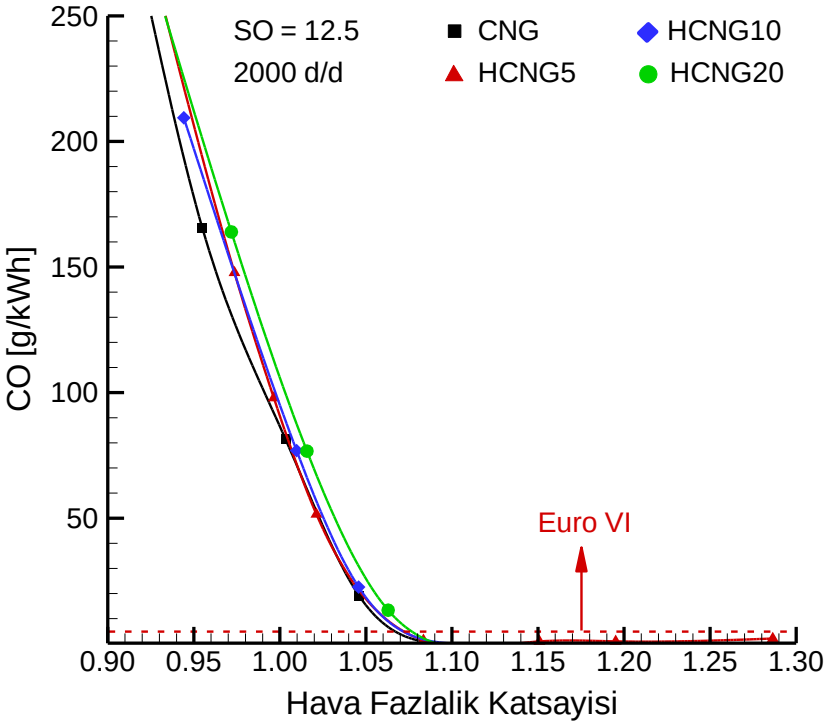
Şekil 3.63. 12.5 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi.



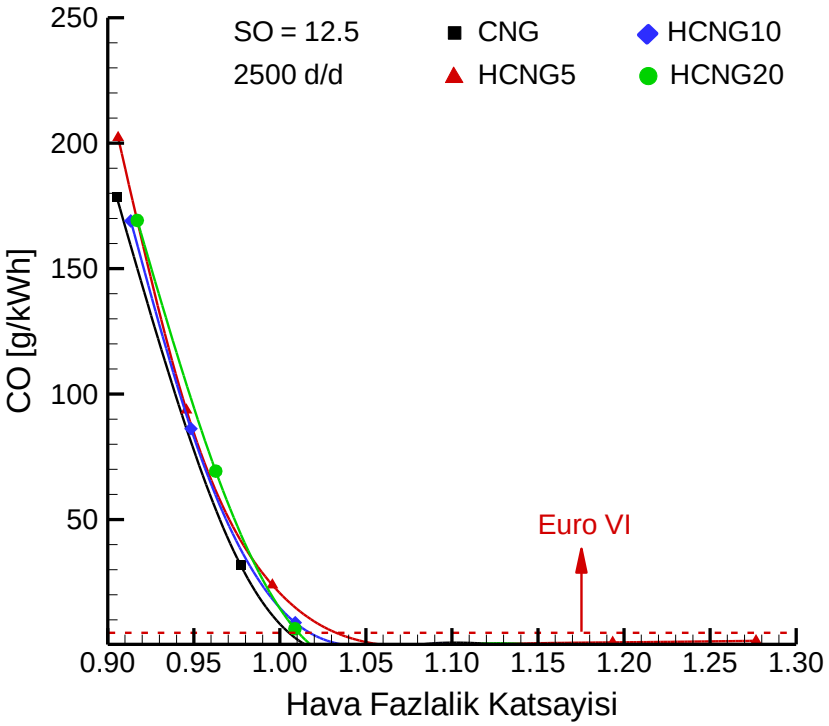
Şekil 3.64. 15 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi.



Şekil 3.65. 12.5 sıkıştırma oranında ve 1150 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi.



Şekil 3.66. 12.5 sıkıştırma oranında ve 2000 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi.

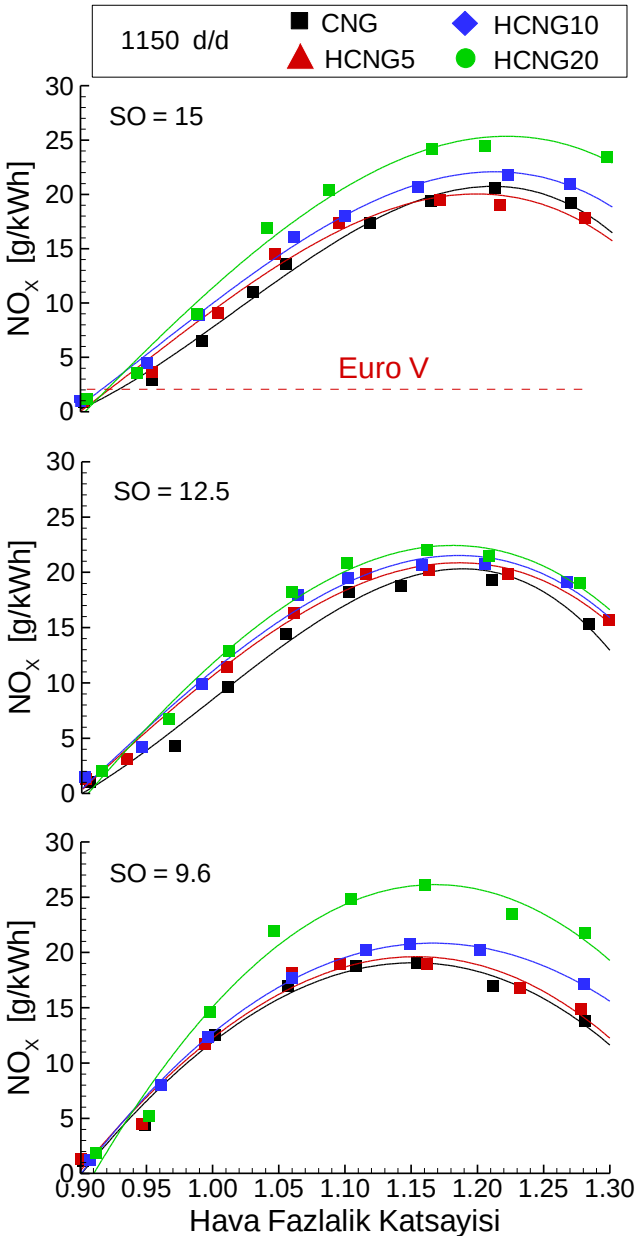


Şekil 3.67. 12.5 sıkıştırma oranında ve 2500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi.

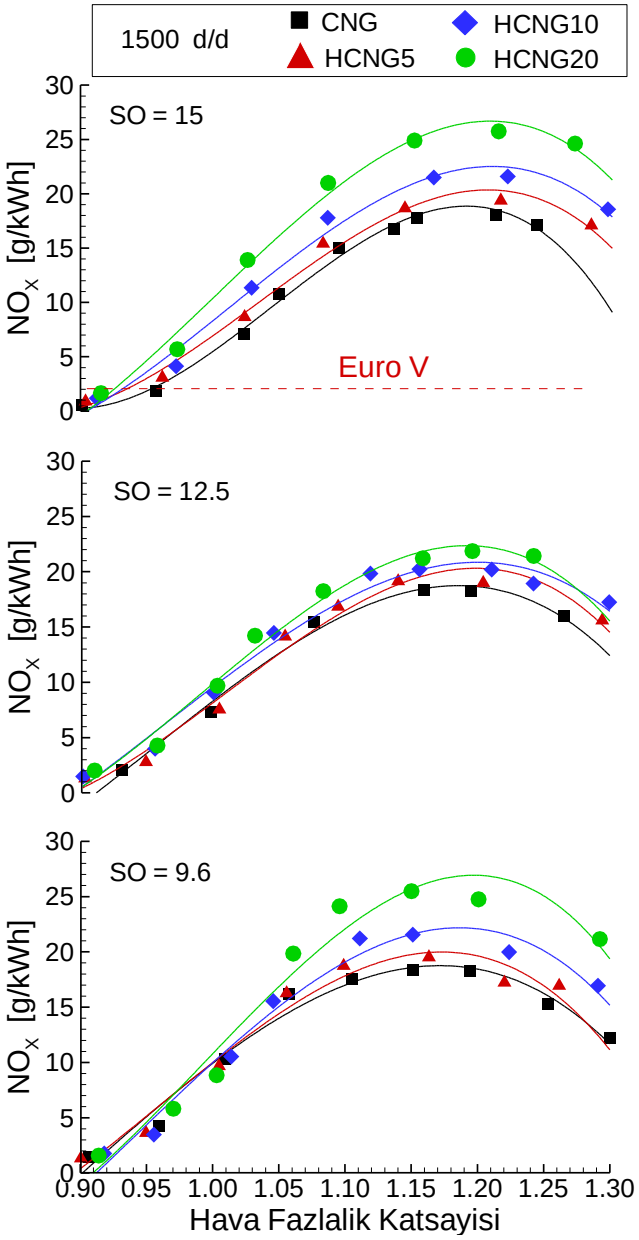
Farklı sıkıştırma oranlarında ve farklı motor devrinde HCNG yakıtlarının kullanılması ile hava fazlalık katsayısına göre oluşan NO_X emisyon değerleri Şekil 3.68-3.71'de verilmektedir. Şekillerde görüldüğü gibi CNG, HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtlarının kullanılması ile maksimum NO_X emisyon değerleri 9.6 sıkıştırma oranı ve 1500 d/d motor devri için sırasıyla 18, 19.8, 21.5 ve 25.5 g/kWh olarak λ=1.15'de ölçülmüştür. Aynı şartlarda 12.5 sıkıştırma oranı için maksimum NO_X emisyon değerleri 18.4, 19.1, 20.7 ve 22.1 g/kWh olarak elde edilirken 15 sıkıştırma oranı için 18, 19.2, 21.7 ve 25.8 g/kWh olarak λ=1.2 civarında elde edilmiştir. Bütün motor devirleri ve sıkıştırma oranları için maksimum NO_X emisyon değerleri λ=1.1 ile λ=1.2 arasında ölçülmüştür.

NO_X emisyon değerlerini veren şekiller incelendiğinde hava fazlalık katsayısının artması ile NO_X emisyon değerlerini önce artmakta ve λ=1.1 ile λ=1.2 arasında maksimum noktaya ulaştıktan sonra azalmaktadır. Burada hava fazlalık katsayısının aşırı derece artırılması silindir içi sıcaklığı azaltmakta ve NO_X emisyon değerlerini düşürmektedir. 1500 d/d motor devrinde ve 9.6 sıkıştırma oranında HCNG10 yakıtı kullanılarak λ=1.02, λ=1.15 ve λ=1.3'de oluşan NO_X emisyon değerleri 10.4, 21.5 ve 16.7 g/kWh olarak ölçülürken 12.5 ve 15 sıkıştırma oranları için NO_X değerleri sıra ile 9.1, 20.5 ve 17.0 g/kWh; 11.3, 21.0 ve 18.6

g/kWh oluştuğu tespit edilmiştir. HCNG10 yakıtının kullanılması ile elde edilen NO_X emisyon değerleri 2500 d/d motor devrinde ise 9.6 sıkıştırma oranı ve λ=1.02, λ=1.15 ve λ=1.3 için sırasıyla 12, 15.8 ve 8.1 g/kWh olarak elde edilirken 12.5 ve 15 sıkıştırma oranları için NO_X emisyon değerleri sırasıyla 15.1, 20 ve 18.4 g/kWh; 14.4, 20.5 ve 18.9 g/kWh olarak elde edilmiştir.

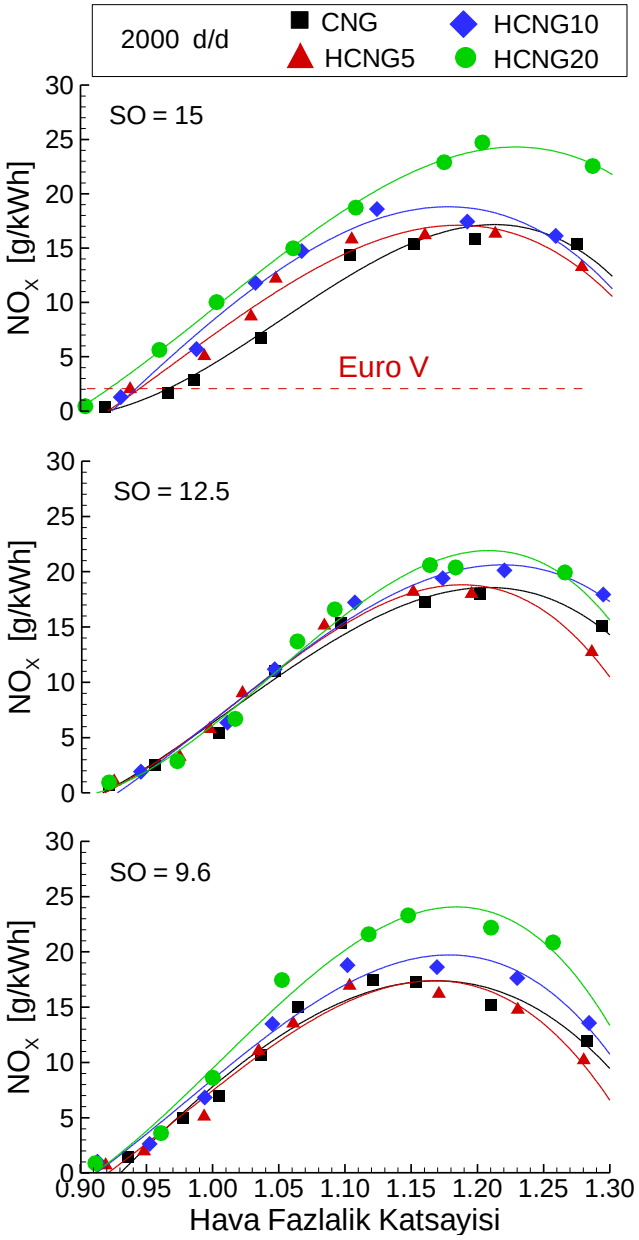


Şekil 3.68. Farklı sıkıştırma oranında ve 1150 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin NO_X emisyonlarına etkisi.



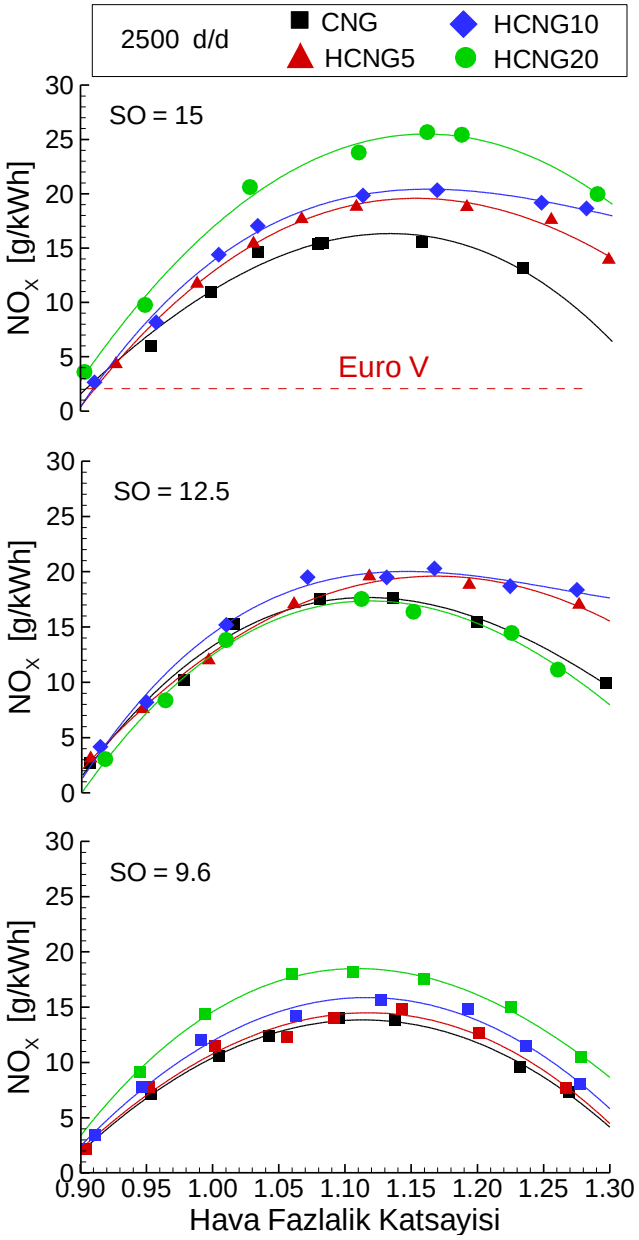
Şekil 3.69. Farklı sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin NO_X emisyonlarına etkisi.

Yukarıda verilen NO_X emisyon değerlerinden ve şekillerden görülebildiği gibi bütün sıkıştırma oranlarında ve motor devirlerinde CNG içerisindeki hidrojen oranının artması NO_X emisyon değerlerini artırmaktadır. Hidrojen ilavesi karışımın alev sıcaklığını ve alev hızını artırmakta ve dolayısıyla silindir sıcaklığı artarken karışımın sıcak bölgede kalma süresi uzamaktadır. Bu sebepten NO_X emisyon değerleri CNG içerisindeki hidrojen oranının artması ile artmaktadır [13].



Şekil 3.70. Farklı sıkıştırma oranında ve 2000 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin NO_X emisyonlarına etkisi.

Son olarak bütün sıkıştırma oranlarında ve motor devirlerinde elde edilen NO_X emisyon değerlerini gaz yakıt kullanan motorlar için belirlenen Euro-6 (0.4 g/kWh) ve Euro-5 (2.0 g/kWh) standart değerlerinden fazla olduğu görülmektedir. Bu yüksek NO_X emisyon değerlerinin azaltılması için motorlarda katalitik konvertör kullanımının gerekli olduğu değerlendirilmektedir.



Şekil 3.71. Farklı sıkıştırma oranında ve 2500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin NO_X emisyonlarına etkisi.

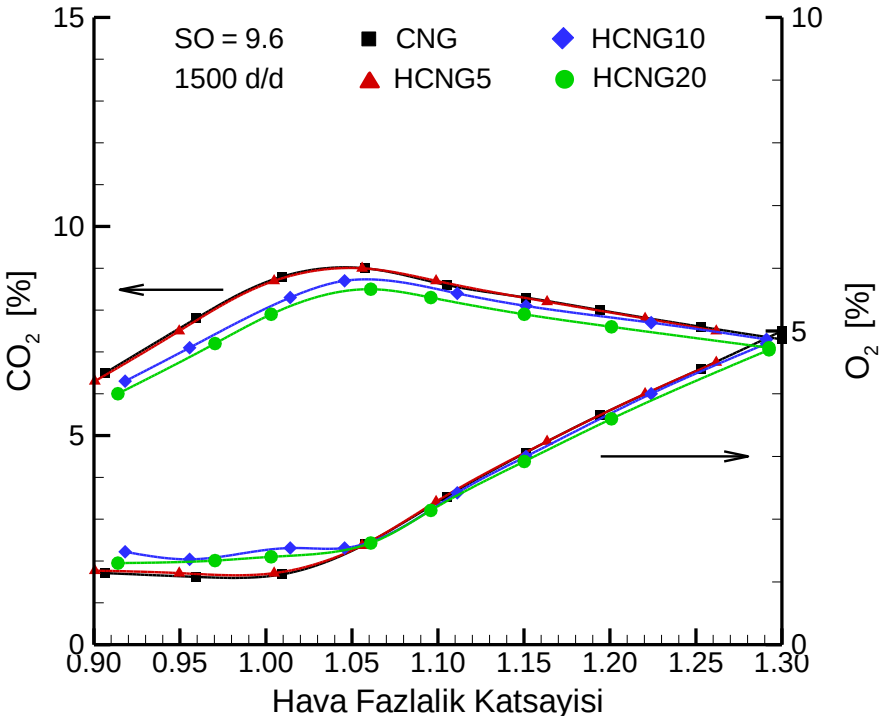
CO_2 emisyonlarının yüzde değişimlerini gösteren 3.72-3.77 numaralı şekiller incelendiğinde λ=1.0 ile λ=1.05 değeri arasında maksimum olduğu (% 8.0-9.5) ve daha sonra azaldığı görülmektedir. Ayrıca, içerisinde karbon bileşeni olmayan hidrojenin karışım içerisindeki oranı arttıkça CO_2 yüzde değerlerinin sınırlı miktarda azaldığı izlenmektedir. Stokiometrik şartlarda, 1500 d/d motor devrinde ve 9.6 sıkıştırma oranında CNG, HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtlarının kullanılması ile CO_2 emisyon değerleri % 8.8, 8.7, 8.0 ve 7.9 olarak

ölçülürken λ=1.15 değerinde sırasıyla % 8.3, 8.2, 8.1 ve 7.9 olarak ölçülmüştür. Stokiometrik şartlarda 12.5 ve 15 sıkıştırma oranlarında aynı yakıtların kullanılması ile CO_2 değerleri sırasıyla % 8.4, 8.3, 8.2 ve 8.0; % 8.8, 8.8, 8.6 ve 8.5 olarak elde edilirken λ=1.15 değerinde sırasıyla % 8.1, 8.1, 7.9 ve 7.7; % 8.4, 8.3, 8.0 ve 7.9 olarak elde edilmiştir.

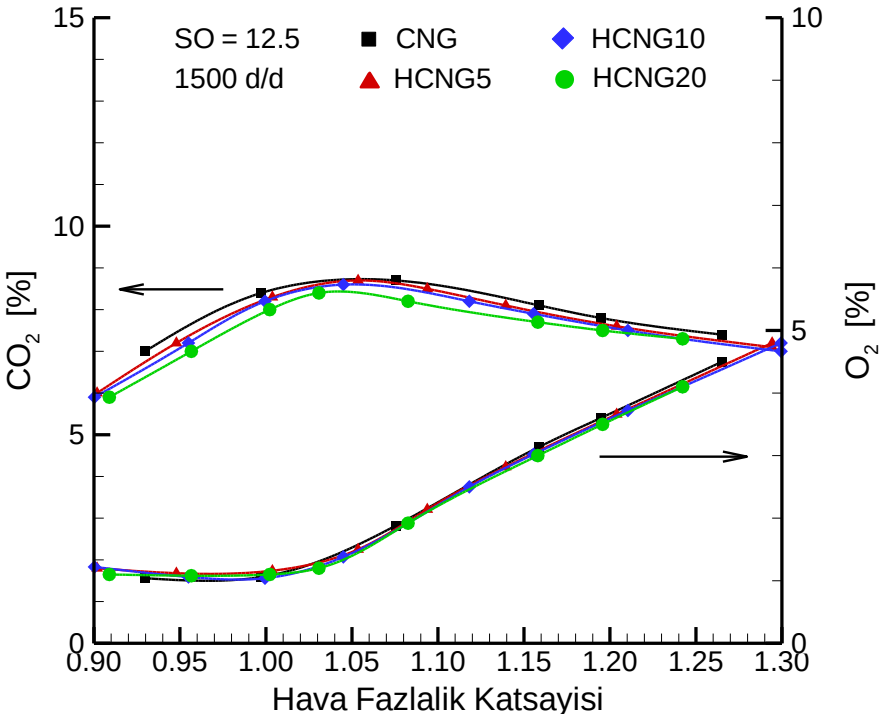
Ayrıca şekillerde verilen O_2 yüzde değişimleri incelendiğinde hidrojen ilavesinin O_2 emisyon değerlerini etkilemediği görülmüştür. Ayrıca O_2 emisyon yüzdelerinin λ=1.03'e kadar % 1 ile % 2 değerleri arasında yatay seyrettiği ve daha sonra hava fazlalık katsayısı ile lineer arttığı görülmektedir.

Motor devrine göre CO_2 ve O_2 emisyon değerlerindeki değişimler incelendiğinde motor devrinin 1150 d/d motor devrinden 2000 d/d motor devrine çıkması ile CO_2 değerleri artmakta fakat 2500 d/d motor devrinde azalmaktadır. O_2 emisyon değerleri ise 2000 d/d motor devrine kadar azalmakta ve 2500 d/d motor devrinde yeniden artmaktadır.

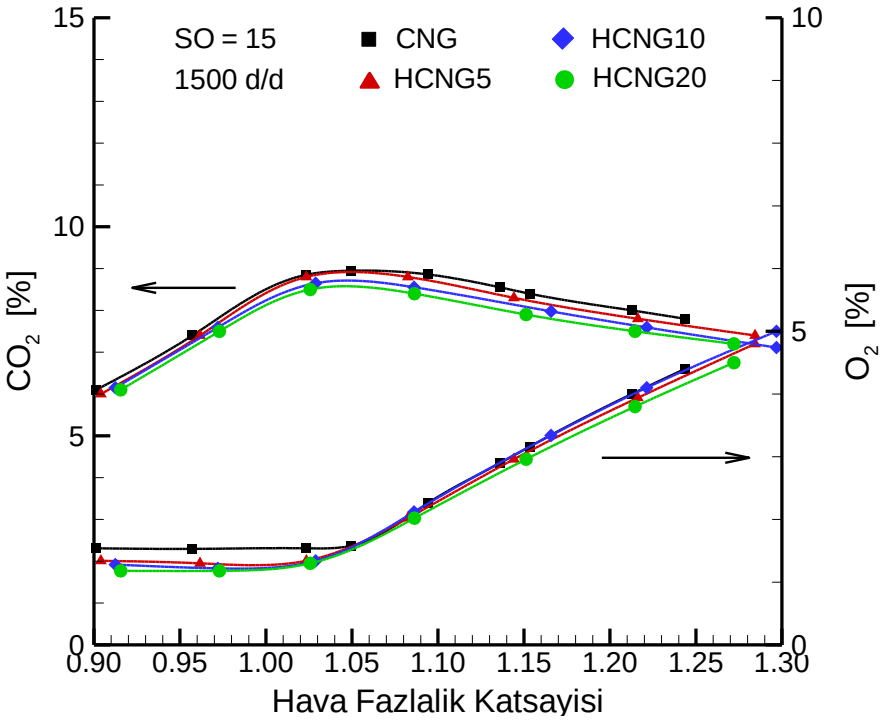
Son olarak şekiller incelendiğinde sıkıştırma oranındaki değişimlerin CO_2 ve O_2 emisyon değerlerini etkilemediği görülmektedir.



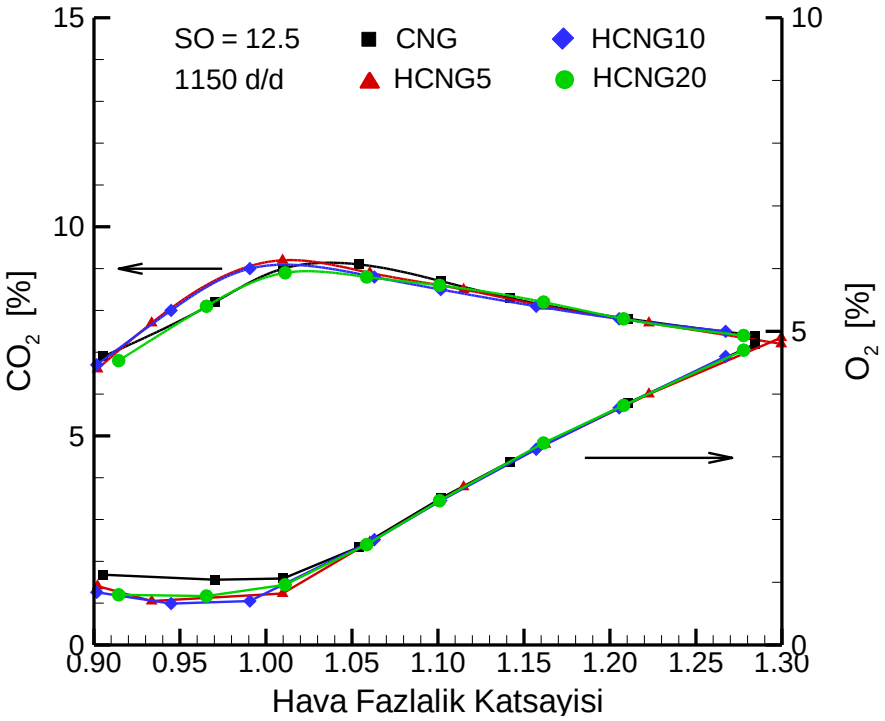
Şekil 3.72. 9.6 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO_2 ve O_2 emisyonlarına etkisi.



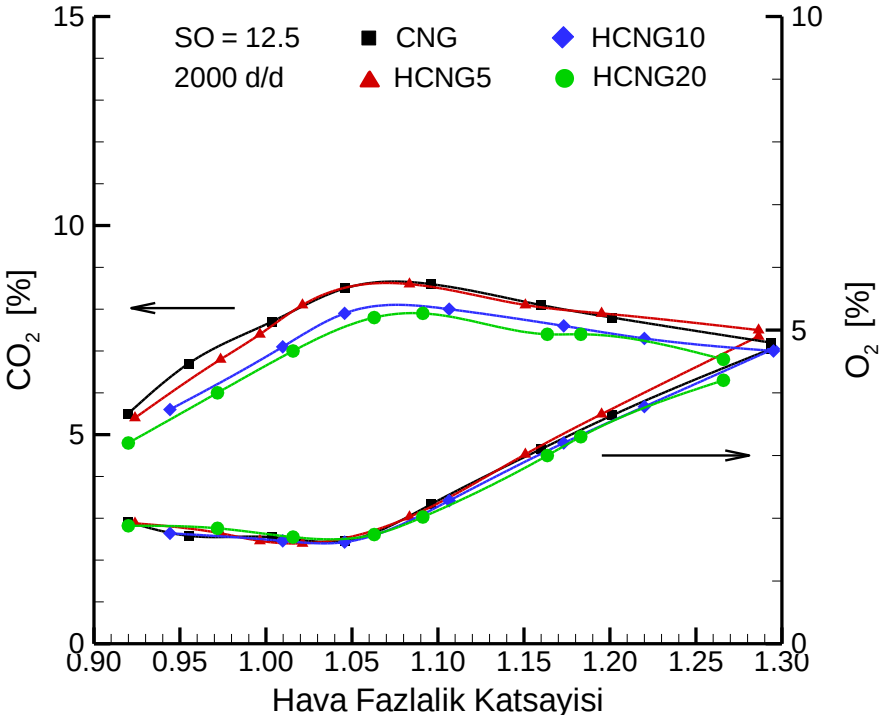
Şekil 3.73. 12.5 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO_2 ve O_2 emisyonlarına etkisi.



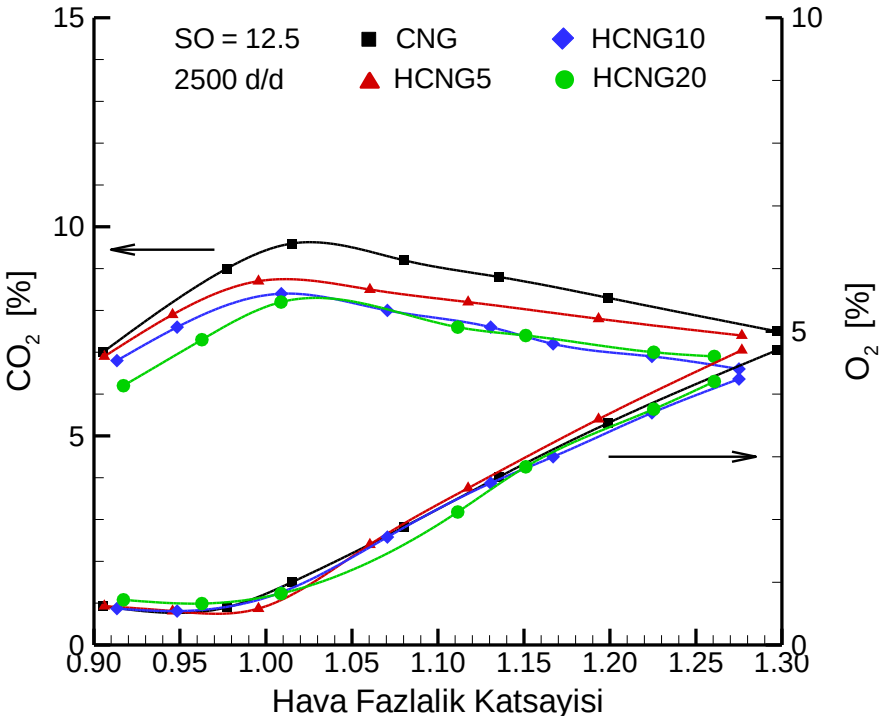
Şekil 3.74. 15 sıkıştırma oranında ve 1500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO_2 ve O_2 emisyonlarına etkisi.



Şekil 3.75. 12.5 sıkıştırma oranında ve 1150 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO_2 ve O_2 emisyonlarına etkisi.



Şekil 3.76. 12.5 sıkıştırma oranında ve 2000 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO_2 ve O_2 emisyonlarına etkisi.



Şekil 3.77. 12.5 sıkıştırma oranında ve 2500 d/d motor devrinde hidrojen ilavesinin CO_2 ve O_2 emisyonlarına etkisi.

4. BÖLÜM

TARTIŞMA VE SONUÇ

4.1. İrdeleme, Sonuç ve Öneriler

İçten yanmalı motorlar için düşünülen alternatif yakıtlar içerisinde yüksek oktan sayısı ve düşük emisyon yoğunluğu gibi özellikler sahip hidrojen ile zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtı (HCNG) ön plana çıkmaktadır. Ayrıca alternatif yakıt araştırmaları dışında mevcut motorlar üzerinde değişik konfigürasyonlar yapılarak motor performans ve emisyon değerlerinin iyileştirilmesi için farklı çalışmalar da yapılmaktadır.

Yapılan bu proje ile modifiye edilmiş buji ateşlemeli bir motorda alternatif yakıt olarak HCNG yakıtının kullanılması araştırılmıştır. Bu kapsamda değişik oranlarda hidrojen ile zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtları (% 100 CNG, % 95 CNG + % 5 H_2, % 90 CNG + % 10 H_2 ve % 80 CNG + % 20 H_2) kullanılarak motor performans ve emisyon değerleri incelenmiştir. Ayrıca, motorda üç farklı sıkıştırma oranı (15, 12.5 ve 9.6) kullanılarak HCNG yakıtı için optimum sıkıştırma oranının tespit edilmesi amaçlanmıştır.

Bu amaçlar doğrultusunda öncelikle motor ve deney düzeneğindeki revizyonlar gerçekleştirilmiş ve hazırlık deneyleri yapılarak sistem elemanlarının uyumu kontrol edilmiştir. Daha sonra gerekli deneylere geçilmiştir. Tam yük şartlarında yapılan deneylerde, her bir sıkıştırma oranı için değişik ateşleme avansı kullanılarak motor 1150, 1500, 2000 ve 2500 devirlerinde ve 0.90-1.3 hava fazlalık katsayısı aralığında çalıştırılmıştır. Böylece motora ait fren torku, fren gücü, ısıl verim ve özgül yakıt tüketimi gibi performans değerleri ile HC, CO ve NO_X gibi emisyon değerleri ölçülmüş veya hesaplanmıştır. Ayrıca çevrimsel farklılıkların görülebilmesi için krank açısına bağlı silindir içi basınç değerleri ölçülmüş ve basınç değerleri kullanılarak ısıl salınım oranları hesaplanmıştır.

Yukarıda da kısaca bahsedildiği gibi proje çalışması iki temel araştırma üzerine kurulmuştur. Bunlardan birincisi doğalgaz içerisine hidrojen katılarak oluşturulan alternatif yakıtın performans ve emisyon parametrelerine etkisinin araştırılmasıdır.

Bu konuda daha önce yapılmış çalışmalar incelendiğinde hidrojen ilavesinin karışım yakıtının kütlesel ısıl değerini artırırken hacimsel ısıl değerini dolayısıyla enerji yoğunluğu azatlığı görülmüştür. Ayrıca karışımın alev hızını, alev sıcaklığını ve hava içerisindeki difüzyonunu artırdığı tespit edilmiştir.

Bu literatür bilgileri ışığında deneysel çalışmadan elde edilen veriler incelendiğinde hidrojen ilavesinin düşük sıkıştırma oranında motor performansını artırarak daha avantajlı hale geldiği görülmektedir. Deneylerden elde edilen tork değerleri incelendiğinde, 15 sıkıştırma oranında silindir içerisindeki alev hızı yeteri kadar yüksek olduğundan enerji yoğunluğu yüksek olan saf doğalgaz yakıtında daha iyi sonuçlar elde edildiği görülmektedir. 9.6 sıkıştırma oranında ise düşük sıkıştırma oranından dolayı silindir içerisindeki alev hızı düştüğü için alev hızı saf doğalgaza göre daha yüksek olan HCNG10 yakıtı daha iyi sonuçlar vermektedir. Burada sıkıştırma oranı azalırken karışımın alev hızı azalmakta ve CNG içerisindeki hidrojen oranının % 10'a kadar artması ile karışımın alev hızı yeniden artırılmaktadır. Ayrıca grafiklere ısıl verim açısından bakıldığında, 12.5 ve 15 sıkıştırma oranlarında hidrojen ilavesi karışımın enerji yoğunluğunu düşürdüğünden ısıl verim değerlerinin azaldığı görülmektedir. Fakat 9.6 sıkıştırma oranında özellikle yüksek hava fazlalık katsayılarında yüksek alev hızından dolayı hidrojenin % 10'a kadar ilavesi ısıl verim değerlerini artırmaktadır.

Yakıt hava karışımı stokiometrik şartlardan fakir karışım şartlarına geçtikçe silindir içerisindeki sıcaklık ve karışımın alev hızı azalmaktadır. Bu sebepten doğalgaz kullanımı ile elde edilen tork değerleri hava fazlalık sayısı ile hızla düşmektedir. Fakat doğalgaz içerisine hidrojen ilave edilmesiyle hem silindir içi sıcaklık hem de alev hızı artmaktadır. Dolayısıyla CNG içerisine hidrojen ilavesi yüksek hava fazlalık katsayılarında performansı artırmaktadır. Bu etki özellikle düşük 9.6 sıkıştırma oranında elde edilen verilerde belirginleşmektedir.

Stokiometrik şartlarda yapılan çalışmalardan elde edilen grafiklerde görüldüğü gibi en yüksek basınç değerleri 15 sıkıştırma oranı için CNG yakıtında elde edilirken SO=9.6 için HCNG5 ve HCNG10 yakıtlarında elde edilmiştir. Krank açısına bağlı olarak ölçülen basınç değerleri incelendiğinde yakıt içerisindeki hidrojen oranı arttıkça maksimum basınç değerlerinin daha düşük açılarda oluştuğu ve basınç eğrilerinin üst ölü noktaya yaklaştığı görülmektedir. Benzer şekilde hidrojen oranının atması ısı salınım eğrilerini üst ölü noktaya yaklaştırmaktadır. Deneylerden elde edilen basınç eğrilerinin kullanılmasıyla hesaplanan indüke efektif basınç

(imep) değerlerinin ayni şartlarda ölçülen maksimum basınç değerleri ve ayni şartlarda motordan üretilen fren tork değerleri ile benzerlik içerdiği görülmektedir.

Hidrojen ilavesinin emisyonlar üzerine etkisi incelendiğinde CO ve HC değerleri üzerinde önemli bir etki yapmadığı görülmektedir. Bununla birlikte tam yük şartlarında yapılan deneylerde bütün yakıtlar için HC değerleri genellikle gaz yakıtlı motorlar için verilen Euro-5 standartlarından daha az oluştuğu tespit edilmiştir. Özellikle düşük motor devirlerinde elde edilen HC değerlerinin Euro-6 standart değerinden de aşağıda olduğu görülmektedir. NO_X emisyonlarında ise hidrojenin olumsuz bir etkiye sahip olduğu izlenmektedir. Hidrojen ilavesi karışımın alev sıcaklığını ve alev hızını artırmakta ve dolayısıyla silindir sıcaklığı artarken karışımın sıcak bölgede kalma süresi uzamaktadır. Bu sebepten bütün sıkıştırma oranlarında ve motor devirlerinde CNG içerisindeki hidrojen oranının artması NO_X emisyon değerlerini artırmaktadır.

Bu proje çalışması ile araştırılmak istenen diğer temel konu ise motor sıkıştırma oranındaki değişimlerin saf doğalgaz ve hidrojen ile zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtından elde edilen verilere etkisinin araştırılmasıdır. Daha önceden yapılmış çalışmalar incelendiğinde konvansiyonel yakıtları kullanan bir motorda sıkıştırma oranının artırılması ile silindir içerindeki sıcaklık ve basıncın arttığı ve bunun sonucunda yanma hızının ve türbülans yoğunluğunun arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca, yanma hacmi azaldığından silindir içi sıcaklığın arttığı izlenmiştir. Son olarak sıcaklık, basınç ve yanma hızına bağlı olarak ısıl verimi arttırdığı görülmüştür. Bu olumlu sonuçlarının yanında yanma esnasında yüzey hacim oranını arttığından ısı kaybına sebep olmaktadır. Bunun yanında, pompa kayıplarını ve sürtünmeyi artırırken silindir içerisine alınan hava miktarını azaltmaktadır. Son olarak iç sıcaklığı artırdığından motorda vuruntu oluşmasına sebep olabilecektir.

Doğalgaz yakıtı kullanarak yapılan ve sıkıştırma oranının motor performans ve emisyon parametrelerine etkisini gösteren şekiller incelendiğinde, sıkıştırma oranının 9.6'dan 12.5'e artırılması ile motor hacminde düşük miktarda bir azalış olmasına rağmen (% 2.5) ısıl verimde % 16 ile % 37.4 arasında artışlar görülürken, 9.6'dan 15'e artırılması ile (hacim azalışı % 4) ısıl verimde % 15.5 ile % 45.3 arasında artışlar görülmektedir. Ayrıca, özgül yakıt tüketim değerlerinin verildiği şekillerde görüldüğü gibi sıkıştırma oranının 9.6'dan 12.5'e çıkarılması ile bütün devirlerde özgül yakıt tüketimi azalmaktadır. Sıkıştırma oranı 12.5'den 15'e çıkarıldığında ise 1150 ve 1500 d/d motor devirlerinde önemli bir değişim olmamış fakat 2000 ve 2500 d/d motor devirlerinde belirgin bir azalma görülmüştür.

Basınç ve ısıl salınım eğrilerine bakıldığından sıkıştırma oranı artması ile beklenildiği gibi silindir içi basınç değerleri artarken maksimum basınç değerleri daha düşük krank açılarında oluşmuştur. Burada sıkıştırma oranının artması alev hızını artırmış ve maksimum basınç değerleri ve basınç eğrileri üst ölü noktaya yaklaşmıştır.

Emisyonlar açısından veriler incelendiğinde sıkıştırma oranının CO emisyon değerlerini etkilemediği görülmektedir. Yapılan bütün çalışmalarda CO emisyon değerleri hava fazlalık katsayısı ile hızla azalmış ve genellikle λ=1.05-1.1'den sonra Euro 6 emisyon standartlarının altına düşmüştür. Ayrıca en düşük HC emisyon değerleri SO=9.6'da elde edilmiştir.

Yapılan çalışmalar sonunda, motor performans değerleri açısından saf doğalgaz yakıtı için 12.5 ve 15 sıkıştırma oranlarının % 10'a kadar hidrojence zenginleştirilmiş yakıtlar için ise 9.6 sıkıştırma oranının daha uygun olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca HC ve CO açından uluslar arası standart değerlerin yakalandığı görülmüş fakat NO_X emisyonlarının çok yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bu yüksek NO_X emisyon değerinin katalitik konvertör ile veya gazların yüksek sıcaklık bölgesinde kalma süresini azaltabilecek başka bir çalışma ile giderilebileceği değerlendirilmektedir.

KAYNAKLAR

1. U.S. energy information administration, Annual energy outlook, 2014. file:///C:/Documents%20and%20Settings/Administrator/Desktop/0383(2014).pdf (Mayıs 2015)

2. Nashawi, İ.S., Malallah, A., Al-Bisharah, M., 2010. Forecasting world crude oil production using multicycle hubbert model. Energy and Fuels, 24 (3): 1788-1800.

3. Grafisk, S., 2007. Greenhouse gas emission trends and projections in Europe 2007, European Environment Agency (EEA), Copenhagen/Denmark. 103 pp.

4. Hansen, J., Sato, M., Ruedy, R., Lo, K., Lea, D.W., Medina-Elizade, M., 2006. Global temperature change. Proceedings of the National Academy of Sciences, 103, 14288-14293.

5. Kelly, A.E., Goulden, M.L., 2008. Rapid shifts in plant distribution with recent climate change. Proceedings of the National Academy of Sciences, 105 (33): 11823-11826.

6. Türkiye İstatistik Kurumu, Motorlu Kara Taşıtları, Sayı:18763, Ocak 2015.

7. Enerji Piyasası Düzenleme Kurulu, Petrol Piyasası Sektör Raporu, Aralık 2014.

8. Çetinkaya, S., 2004. Benzin ve diesel motorların doğal gaz motoruna dönüştürülmesi. Tesisat Mühendisliği Dergisi, 81: 14-31.

9. Poompipatpong, C., Cheenkachorn, K., 2011. A modified diesel engine for natural gas operation, performance and emission tests. **Energy, 36** (12): 6862-66.

10. Zheng, J.J., Wang, J.H., Wang, B., Huang, Z.H., 2009. Effect of the compression ratio on the performance and combustion of a natural-gas direct-injection engine. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 223** (1): 85-98.

11. Zheng, J., Huang, Z., Wang, J., Wang, B., Ning, D., Zhang, Y., 2009. Effect of compression ratio on cycle-by-cycle variations in a natural gas direct ınjection engine. **Energy Fuels, 23** (11): 5357-5366.

12. Bade Shresta, S.O., Karim, G.A., 1999. Hydrogen as an additive to methane for spark ignition engine applications. **International Journal of Hydrogen Energy, 24** (6): 577-86.

13. Ma, F., Li, S., Zhao, J., Qi, Z., Deng, J., Naeve, N., He, Y., Zhao, S., 2012. Effect of compression ratio and spark timing on the power performance and combustion characteristics of an HCNG engine. **International Journal of Hydrogen Energy, 37** (23): 18486-91.

14. Zhao, J., Ma, F., Xiong, X., Deng, J., Wang, L., Naeve, N., Zhao, S., 2013. Effects of compression ratio on the combustion and emission of a hydrogen enriched natural gas engine under different excess air ratio. **Energy, 59**: 658-65.

15. Nwafor, O.M.I., 2007. Effect of advanced injection timing on emission characteristics of diesel engine running on natural gas, **Renewable Energy, 32** (14): 2361–2368.

16. McTaggart-Cowan, G.P., Rogak, S.N., Munshi, S.R., Hill, P.G., Bushe, W.K., 2009. Combustion in a heavy-duty direct-injection engine using hydrogen–methane blend fuels. **International Journal of Engine Research, 10** (1): 1-13.

17. McTaggart-Cowan, G.P., Rogak, S.N., Munshi, S.R., Hill, P.G., Bushe, W.K., 2010. The influence of fuel composition on a heavy-duty, natural-gas direct-injection engine. **Fuel, 89** (3): 752-759.

18. Gomes Antunes, J.M., Mikalsen, R., Roskilly, A.P., 2009. An experimental study of a direct injection compression ignition hydrogen engine. **International Journal of Hydrogen Energy, 34** (15): 6516 – 6522.

19. Saravanan, N., Nagarajan, G., Dhanasekaran, C., Kalaiselvan, K.M., 2007. Experimental investigation of hydrogen port fuel injection in DI diesel engine. **International Journal of Hydrogen Energy, 32** (16): 4071 – 4080.

20. Kahraman, N., Çeper, B., Akansu, S.O., Aydın, K., 2009. Investigation of combustion characteristics and emissions in a spark-ignition engine fuelled with natural gas–hydrogen blends. **International Journal of Hydrogen Energy, 34** (2): 1026 – 1034.

21. Huang, Z., Wang, J., Liu, B., Zeng, K., Yu, J., Jiang, D., 2007. Combustion characteristics of a direct-injection engine fueled with natural gas–hydrogen blends under different ignition timings. **Fuel, 86** (3): 381–387.

22. Bysveen, M., 2007. Engine characteristics of emissions and performance using mixtures of natural gas and hydrogen. **Energy, 32** (4): 482–489.

23. Thurnheer, T., Soltic, P., Dimopoulos Eggenschwiler, P., 2009. S.I. engine fuelled with gasoline, methane and methane/hydrogen blends: Heat release and loss analysis. **International Journal of Hydrogen Energy, 34** (5): 2494 – 2503.

24. Bauer, C.G., Forest. T.W., 2001. Effect of hydrogen addition on performance of methane-fueled vehicles. Part I: effect on SI engine performance. **International Journal of Hydrogen Energy, 26** (1): 55–70.

25. Wang, J., Huang, Z., Fang, Y., Liu, B., Zeng, K., Miao, H., Jiang, D., 2007. Combustion behaviors of a direct-injection engine operating on various fractions of natural gas–hydrogen blends. **International Journal of Hydrogen Energy, 32** (15): 3555–64.

26. Acikgoz, C., Celik, C., 2012. An experimental study on performance and emission characteristics of a methane-hydrogen fuelled gasoline engine, **International Journal of Hydrogen Energy, 37** (23): 18492-18497.

27. Lim, G., Lee, S., Park, C., Choi, Y., Kim, C., 2014. Effect of ignition timing retard strategy on NOx reduction in hydrogen-compressed natural gas blend engine with increased compression ratio. **International Journal of Hydrogen Energy, 39** (5): 2399-408.

28. Deng, J., Ma, F., Li, S., He, Y., Wang, M., Jiang, L., Zhoa, S., 2011. Experimental study on combustion and emission characteristics of a hydrogen-enriched compressed natural

gas engine under idling condition. **International Journal of Hydrogen Energy, 36** (20): 13150-57.

29. Ma, F., He, Y., Deng, J., Jiang, L., Naeve, N., Wang, M., Chen, R., 2011. Idle characteristics of a hydrogen fueled SI engine. **International Journal of Hydrogen Energy, 36** (7): 4454 – 4460.

30. He, Y., Ma, F., Deng, J., Shao, Y., Jian, X., 2012. Reducing the idle speed of an SI CNG engine fueled by HCNG with high hydrogen ratio. **International Journal of Hydrogen Energy, 37** (10): 8698 – 8703.

31. Park, C., Kim, C., Choi, Y., Lee, J., 2013. Operating strategy for exhaust gas reduction and performance improvement in a heavy-duty hydrogen-natural gas blend engine. **Energy, 50**: 262-269.

32. Papagiannakis, R.G., Hountalas, D.T., 2003. Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine. **Applied Thermal Engineering, 23** (3): 353–365.

33. Saravanan, N., Nagarajan, G., 2008. An experimental investigation of hydrogen-enriched air induction in a diesel engine system. **International Journal of Hydrogen Energy, 33** (6): 1769 – 1775.

34. Bari, S., Mohammad Esmaeil, M., 2010. Effect of H_2/O_2 addition in increasing the thermal efficiency of a diesel engine. **Fuel, 89** (2): 378-383.

35. Liew, C., Li, H., Nuszkowski, J., Liu, S., Gatts, T., Atkinson, R., Clark, N., 2010. An experimental investigation of the combustion process of a heavy-duty diesel engine enriched with H_2. **International Journal of Hydrogen Energy, 35** (20): 11357-11365.

36. Saravanan, N., Nagarajan, G., 2009. Performance and emission study in manifold hydrogen injection with diesel as an ignition source for different start of injection. **Renewable Energy, 34** (1): 328-334.

37. Heffel, J.W., Mcclanahan Michael, N., Norbeck Loseph, M., 1998. Electronic fuel injection for hydrogen fueled internal combustion engines. **SAE Transactions, 981924**: 421-432.

38. Yamin Jehan, A.A., Gupta, H.N., Bansal, B.B., Srivastava, O.N., 2000. Effect of combustion duration on the performance and emission characteristics of a spark ignition engine using hydrogen as a fuel. **International Journal of Hydrogen Energy, 25** (6): 581-590.

39. Jie, M., Yongkang, S., Yucheng, Z., Zhongil, Z., 2003. Simulation and prediction on the performance of a vehicle's hydrogen engine. **International Journal of Hydrogen Energy, 28** (1): 77-83.

40. Lee, J.T., Kim, Y.Y., 2002. The development of a dual injection hydrogen fueled engine with high power and high efficiency, pp. 323–333. *Proceedings of the 2002 Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division, ICEF2002-514,* September 8-11, New Orleans, Louisiana, USA.

41. Ozcan, H., 2010. Hydrogen enrichment effects on the second law analysis of a lean burn natural gas engine. **International Journal of Hydrogen Energy, 35** (3): 1443-1452.

42. Papagiannakis, R.G., Rakopoulos, C.D., Hountalas, D.T., Rakopoulos, D.C., 2010. Emission characteristics of high speed, dual fuel, compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuel proportions. **7th International Symposium on Alcohol Fuels, 89** (7): 1397-1406.

43. KAYSERİGAZ, 2014. Kayseri Doğalgaz Dağıtım Pazarlama ve Ticaret A.Ş.

44. Zeng, K., Huang, Z., Liu, B., Liu, L., Jiang, D., Ren, Y., Wang, J., 2006. Combustion characteristics of a direct-injection natural gas engine under various fuel injection timings. **Applied Thermal Engineering**, **26** (8-9): 806-813.

45. Yusaf, T.F., Shamsudin, A.H., Ali, Y., Ismail, F.I., 1996. Design modification of high speed diesel engine to accommodate compressed natural gas. **RERIC International Energy Journal, 18** (1): 19-26.

46. Li, L.P., 2004. The effect of compression ratio on the CNG-diesel engine. Bachelor Degree Project, Faculty of Engineering and Surveying, University of Southern Queensland. pp 89.

47. Carlucci, A.P., Risi, A.D., Laforgia, D., Naccarato, F., 2008. Experimental investigation and combustion analysis of a direct injection dual-fuel diesel–natural gas engine. **Energy, 33** (2): 256-263.

48. Turns, S.R., 2000. An Introduction to Combustion Concepts and Applications, New Delhi, Boston McGraw-Hill, 676 pp.

49. Akansu, S.O., Dulger, A., Kahraman, N., Veziroglu, T.N., 2004. Internal combustion engines fueled by natural gas–hydrogen mixtures. **International Journal of Hydrogen Energy, 29** (14): 1527–39.

50. Collier, K., Mulligan, N., Shin D., Brandon, S., 2005. Emission results from the new development of a dedicated hydrogen – enriched natural gas heavy duty engine, **SAE, 2005-01-0235**.

51. Nanthagopal, K., Subbarao, R., Elango, T., Baskar, P., Annamalai K. Hydrogen enriched compressed natural gas (HCNG)–a futuristic fuel for internal combustion engines. **Thermal Science, 15** (4): 1145-1154.

52. Bell, S.R., Gupta, M., 1997. Extension of a lean operating limit for natural gas fuelling of a spark ıgnition engine using hydrogen blending. **Combustion Sciences and Technology, 123** (1-6): 23-48.

53. Munshi, S.R., Nedelcu C., Harris J., 2004. Hydrogen blended natural gas of a operation of a heavy duty turbocharged lean burn spark ıgnition engine. **SAE, 2004-01-2956**.

54. Tuncer, O., Acharya, S., Uhm, J.H., 2009. Dynamics, NO_X and flashback characteristics of confined premixed hydrogen-enriched methane flames. **International Journal of Hydrogen Energy, 34** (1): 496-506.

55. Das, LM., 1996. Hydrogen-oxygen reaction mechanism and its implication to hydrogen engine combustion. **International Journal of Hydrogen Energy**, 21 (8): 703–715.

56. Mariani, A., Morrone, B., Unich, A., 2012. A review of hydrogen-natural gas blend fuels in internal combustion engines. **Fossil Fuel and the Environment**, 17-36.

57. Medium Duty Truck Service Manual, Section 6, Engine, 1988. Isuzu Motor Limited, Japan, 176 pp.

58. Chu A., 2011. 4BD1 Diesel Engine, Shanghai Client Diesel Engine Co. Ltd, Shanghai, China, 4 pp.

59. Korakianitis, T., Namasivayam, A.M., Crookes, R.J., 2011. Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions. **Progress in Energy and Combustion Science, 37** (1): 89 – 112.

60. Kalam, M.A., Masjuki, H.H., 2011. An experimental investigation of high performance natural gas engine with direct injection. **Energy, 36** (5): 3563-71.

61. Caton, J.A., 2001. An investigation of cause of backfire and its control due to creviced volumes in hydrogen fueled engine. **Transaction ASME 2001, 23**: 204–210.

62. Ribbens W.B., Mansour N.P., 2003. Understanding Automotive Electronics, Newnes, USA, 470 pp.

63. Marek, J., Trah, H.P., Suzuki, Y., Yokomori, I., 2005. Sensors for Automotive Applications, Volume 4. Wiley-VCH Verlag, Weinheim, 560 pp.

64. Staudt, W., 2000. Motorlu Taşıt Tekniği, Milli Eğitim Bakanlığı Yayınları, İstanbul

65. Automotive Sensors, 1999. Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pennsylvania.

66. Pulkrabek, W.W., 1997. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engines, Prentice Hall, New Jersey. 411 pp.

67. Obert, E.F., 1973. Internal Combustion Engines and Air Pollution, Index Educational Publishers, New York, 736 pp.

68. Heywood, J.B., 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals, Mcgraw-Hill, USA, 930 pp.

69. Instruction Manuel, Cussons Automotive Multi-Cylinder Engine Test Bed- Hydrokinetic Dynamometer. 1993, P8601, England.

70. TS 1231 İçten Yanmalı Motorlar-Muayene ve Deney Esasları, 1991. Türk Standardları Enstitüsü, Ankara, 24 s.

71. Alicat Scientific, Operating Manual, Precision Gas Mass Flow Meters, 2014. Doc-Aliman16, Rev 33, 74 pp.

72. Innovative Flow and Pressure Solutions, Product and technical guide, 2014. Alicat Scientific, 72 pp.

73. Technical Data for Alicat M-Series Mass Flow Meters, Doc-Specs-Meters Rev.17. October 2013.

74. General Piezoelectric Theory. **http://www.pcb.com/TechSupport/tech_gen** (Erişim tarihi: Mayıs 2015).

75. Introduction to Piezoelectric Pressure Sensors. **http://www.pcb.com/TechSupport/Tech_Pres** (Erişim tarihi: Mayıs 2015).

76. Model 112A05 Charge Output Pressure Sensor, Installation and Operating Manual. PCB Piezotronics, Inc. Doc. Num.: 21354 Rev. B, ECN: 17900

77. Model 112A05 Charge Output Pressure Sensor, Doc. Num.: 21354 Rev. H, ECN: 29520.

78. Capelac CAP 3200 Kullanım Klavuzu, Mates AŞ. 2014. **http://www.mates.com.tr/gaz-analiz-cihazlari/** (Erişim tarihi: Mayıs 2015)

79. Zhang, H., 2011. Experimental investigation of gasoline-DI-Methyl Ether dual fuel CAI combustion with internal EGR. Doctor of Philosophy Thesis, School of Engineering and Design, Brunel University, United Kingdom, 203 pp.

80. Zhang, H.F., Seo, K., Zhao, H., 2013. Combustion and emission analysis of the direct DME injection enabled and controlled auto-ignition gasoline combustion engine operation. **Fuel, 107**: 800-814.

81. Instruction Manual for Witt Gas Mixer MM-Flex, 2013. Witt-Gasetechnik, 20 pp.

82. MAP Mix 9000 Proportional Gas Mixer **http://www.topac.com/gasmix.html** (Erişim tarihi: Mayıs 2015)

83. Gas Mixers, MM-Flex, Witt-Gasetechnik, **http://www.wittgas.com/EN/mixers_metering_panels_downloads.html** (Mayıs 2015)

84. Engine Electronic Indicating Systems, P4400 and P4410, 1993. Instruction Manuel, England.

85. Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Motor Laboratuarı.

86. Picoscope 4000 Automotive PC Oscilloscopes User's Manual, 2008. Ps4000a.en. **http://www.picotech.com/document/pdf/ps4000a-en-1.pdf** (Erişim tarihi: Mayıs 2015)

87. Deniz, O., 2008. İçten Yanmalı Motorlar, Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul. 245 s.

88. Stone, R. 1999. Introduction to Internal combustion Engines, Third Edition. 660 pp.

89. Junior, H.G., 1992. Obtainment of same thermal efficiency in spark engines with different compression ratio. **SAE, 921523**.

90. Das, A., Watson, H.C., Development of a natural gas spark ignition engine for optimum performance. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 211** (5): 361–378.

91. Porpatham, E., Ramesh, A., Nagalingam, B., 2012. Effect of compression ratio on the performance and combustion of a biogas fuelled spark ignition engine. **Fuel, 95**: 247-256.

92. Çelik, M.B., Balcı, M., 2002. Sabit yük ve hız şartlarında sıkıştırma oranının motor karekteristiklerine etkisi. **Teknoloji 2002, 3-4**: 39-45.

93. Kharat, S.B., Ambhore, V.U., Kharate, A.P., 2014. Experimental investigation on variable compression ratio S.I. engine. **International Journal of Engineering and Technical Research, 2** (5): 88-92.

94. Ayala, F.A., Gerty, M.D., Heywood, J.B., 2006. Effects of combustion phasing, relative air-fuel ratio, compression ratio, and load on SI engine efficiency. **SAE, 2006-01-0229**.

95. Çınar, C., Uyumaz, A., Solmaz, H., Bir HCCI benzin motorunda RON 45 yakıtının yanma ve motor performansına etkilerinin incelenmesi. *7th International Advanced Technologies Symposium (IATS'13)*, 30 October – 1 November, 2013, Istanbul, Turkey.

96. Ceviz, M.A., Yüksel, F., 2006. Cyclic variations on LPG and gasoline-fuelled lean burn SI engine. **Renewable Energy, 31** (12): 1950-1960.

97. Das, L.M., 1991. Exhaust emission characterization of hydrogen operated engine system: nature of pollutants and their control techniques. **International Journal of Hydrogen Energy, 16** (11): 765–75.

98. Sandhu, S.S., Babu, M.K.G., Das, L.M., 2013. Investigations of emission characteristics and thermal efficiency in a spark-ignition engine fuelled with natural gas–hydrogen blends. **International Journal of Low-Carbon Technologies, 8** (1): 7–13.

99. Regulation (EC) No 595/2009 of the European parliament and of the council on type-approval of motor vehicles and engines with respect to emissions from heavy duty vehicles (Euro VI). 2009. Official Journal of the European Union, Brussels, 13 pp.

100. Directive 2005/55/EC of the European parliament and the council on the approximation of the laws of the member states relating to the measures to be taken against the emission of gaseous and particulate pollutants from compression-ignition engines for use in vehicles, and the emission of gaseous pollutants from positive-ignition engines fuelled with natural gas or liquefied petroleum gas for use in vehicles. 2005. Official Journal of the European Union, Brussels, 275 pp.

101. Karner, D., Francfort, J., Hydrogen/CNG blended fuels performance testing in a Ford F-150. 2003. U.S. Department of Energy, FreedomCAR & Vehicle Technologies Program, Advanced Vehicle Testing Activity, INEEL/EXT-03-01313, 14 pp.

102. Pede, G., Rossi, E., Chiesa, M., Ortenzi, F., Test of blends of hydrogen and natural gas in a light duty vehicle. **SAE, 2007-01-2045**.

103. Simio, L.D., Gambino, M.,, Iannaccone, S., 2010. Use of hydrogen-methane mixtures for heavy duty engines. 1-8 pp. *12th World IANGV Conference and Exhibition*, June 8-10, 2010, Roma.

104. Ortenzi, F., Chiesa, M., Conigli, F., 2007. Experimental tests of blends of hydrogen and natural gas in light duty vehicles. 1-11 pp. *2th World Congress of Young Scientists on Hydrogen Energy Systems*, June 6-8, 2007, Turin.

105. Patil, K.R., Khanwalkar, P.M., Thipse, S.S., Kavathekar, K.P., Rairikar, S.D., 2010. Development of HCNG blended fuel engine with control of NO_X emissions. **International Journal of Computer Information Systems and Industrial Management Applications, 2**: 87-95.

106. Suryawanshi, J.G., Nitnaware, P.T., 2011. An investigation on S.I engine using hydrogen and CNG blends. **International Journal of Research and Reviews in Applied Sciences, 7** (3): 295-303.

107. Pundir, BP., 2007. Engine emissions: pollutant formation and advances in control technology. England: Oxford Alpha Science International, 301 pp.

EKLER

EK-1: Silindir İçi Basınç Sensörünün Kalibrasyon Bilgileri

CALIBRATION CERTIFICATE

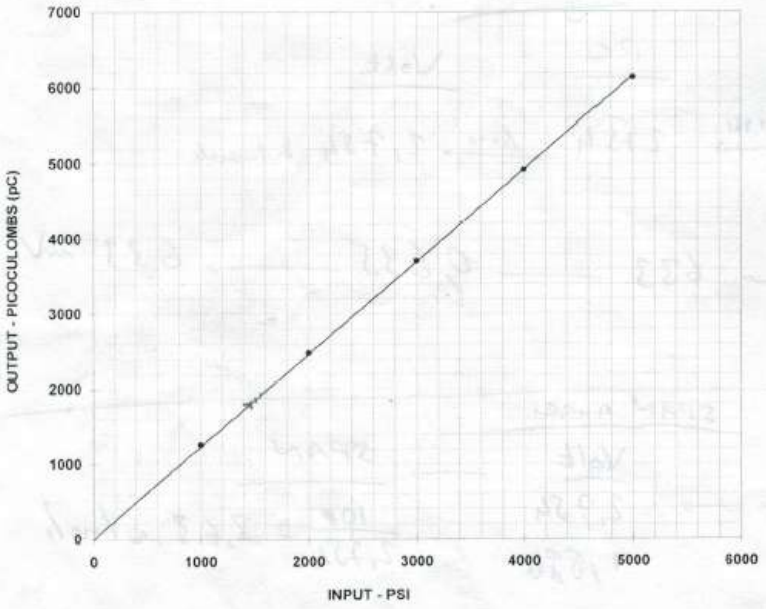
Model:	112A05		
Serial #:	31663		
Description:	Pressure Sensor		
Type:	Charge	**Capacitance:** 23.5 pF	
		Temp Coeff: -0.003% / deg F at +600 F	
		-0.005% / deg C at +316 C	
Sensitivity*:	1.231 pC/PSI		
	178.6 pC/MPa		
Linearity*:	0.5% FS		
Uncertainty:**	+/- 1 %		

Date: 8/22/2012
By: Jonathan Rappold, Cal. Tech JR
Station: Dead Weight #2 (Test Procedure AT601-2)
Temp: 69 deg F [21deg C]
Humidity: 59 %
Cert #: 447332

* Zero based, least-squares straight line

** Measurement uncertainty represented using a coverage factor of k=2 which provides a level of confidence of approximately 95 %.

Condition of Unit:
As Found: Not applicable
As Left: In tolerance, new unit



TEST DATA

INPUT (PSI)	OUTPUT (pC)
1000	1261
2000	2484
3000	3709
4000	4920
5000	6137

Notes:
1 STATION #15
2 Calibration is traceable to NIST and is accredited to ISO 17025 and ANSI/NCSL Z540-1-1994.
3 NIST traceability through PCB control # CA348.
4 This certificate may not be reproduced, except in full, without written approval from PCB Piezotronics, Inc.

ACCREDITED
CALIBRATION CERT #1862.01

PCB PIEZOTRONICS

Tel: 716-684-0001 Fax: 716-684-0987 Email: sales@pcb.com
3425 Walden Avenue, Depew NY 14043

ISO 9001 CERTIFIED

Page 1 of 1

CALIBRATION CERTIFICATE

Model:	112A05
Serial #:	31663
Description:	Pressure Sensor
Type:	Charge
Sensitivity*:	1.273 pC/PSI 184.6 pC/MPa
Linearity*:	0.1% FS
Uncertainty:**	+/- 1 %

Capacitance: 23.5 pF
Temp Coeff: -0.003% / deg F at +600 F
-0.005% / deg C at +316 C

Date: 8/22/2012
By: Jonathan Rappold, Cal. Tech
Station: Dead Weight #2 (Test Procedure AT601-2)

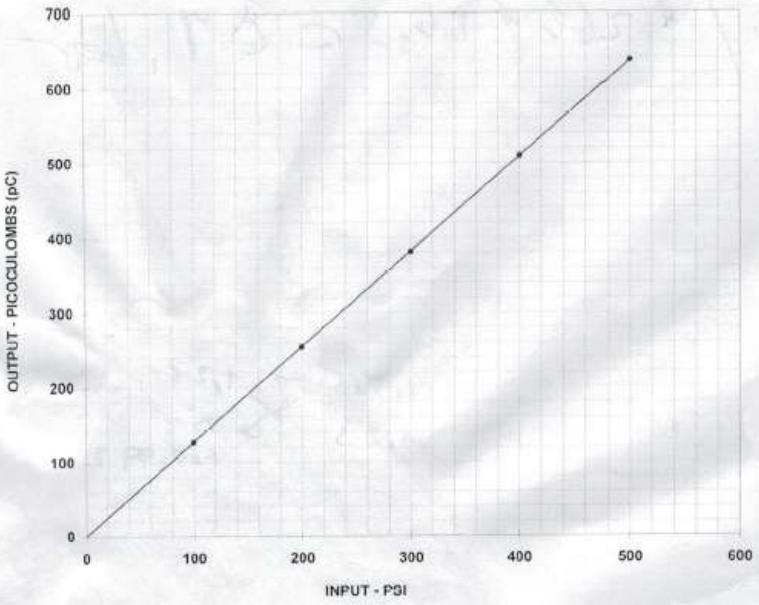
Temp: 69 deg F [21deg C]
Humidity: 57 %

Cert #: 447338

* Zero based, least-squares straight line.

** Measurement uncertainty represented using a coverage factor of k=2 which provides a level of confidence of approximately 95 %.

Condition of Unit:
As Found: Not applicable
As Left: In tolerance, new unit



TEST DATA

INPUT (PSI)	OUTPUT (pC)
100	127
200	254
300	381
400	509
500	637

Notes:
1. STATION #15
2. Calibration is traceable to NIST and is accredited to ISO 17025 and ANSI/NCSL Z540-1-1994.
3. NIST traceability through PCB control # CA348.
4. This certificate may not be reproduced, except in full, without written approval from PCB Piezotronics, Inc.

ACCREDITED
CALIBRATION CERT #1862.01

PCB PIEZOTRONICS

Tel: 716-684-0001 Fax: 716-684-0987 Email: sales@pcb.com
3425 Walden Avenue, Depew NY 14043

ISO 9001 CERTIFIED

EK-2: Gaz Karışım Ünitesinin Kalibrasyon Bilgileri

Prüfprotokoll

Prüfung des Gasmischers Art.Nr.: **539200316**	Auftragsnr.: **62112642**	Gerät-Nr.: **917945**	Typ: **MM-Flex**
Gasarten: **CH4 H2** Steuergas: **CH4**	Mischbereich: **0 - 25 % H2**		Mischpräzision **geforderte: ± 1% abs.**
Besteller: **Cefip GmbH**		SHV Nr.: ---	
		Behälternr.: ---	

Prüfung 1 bei Mischgasentnahme	Prüfung 2 bei Mischgasentnahme
MM Flex = ca. 40 l /min	**210 = ca. l/min**
KM 200 = ca. 60 l/min	= ca. 285 l/min
KM 300 = ca. 80-100 l/min	= ca. 200-300 l/min
MG 50, 100, 200	
Δ P im Behälter	Δ P im Behälter
für ME und MP	für ME und MP

Soll %		Analyse	Analyse	Soll %		Analyse	Analyse
	25	***24,0***		0		***0,0***	
	0	***0,0***		20		***20,9***	
	5	***5,2***		1		***1,1***	
	1	***1,0***		3		***3,1***	
	15	***14,9***		8		***8,0***	
	3	***3,1***		13		***13,5***	
	10	***10,1***		25		***26,0***	
	18	***17,5***					
	8	***8,3***	***Geprüft bei: Pv 10,0 bar Pm 8,5 bar Ph 5,0 bar***				

Analysator: **Caldos 29**	Eingangsüberwachung --- bar
--- ---	
Software Nr.: ---	Pv min. **2,5** bar, max. **10** bar
Geprüft am: **23.01.2012**	Pm, **2,5** bar, max. **8,5** bar
	PB min. bar, max. bar
Name: **6803 Rellensmann**	PM DÜ min. bar, max. bar
	PH bar

Formblatt 026

Check of gas mixer	Order number:	Serial no.:	Type:
Part.no. **539200316**	**62112642**	**917945**	**MM-Flex**
Gases: **CH_4 / H_2**	Supply range		Mixing accuracy
Pilot gas: **CH_4**	**0-25 % H_2**		required: **± 1 %**

Customer:	SV no.: ----
Cefip GmbH	Receiver no.: ----

Check 1 at mixed gas draw:	Check 2 at mixed gas draw:
MM Flex= ca. 40l/min. KM 100 = ca. 20l/min. KM 300 = ca. 80-100l/min. MG 50, 100, 200 Δ P receiver for ME and MP	**210 = ca. l/min**. = ca. 285l/min. = ca. 200-300l/min. Δ P receiver for ME and MP

Set point %	Analysis	Analysis	Set point %	Analysis	Analysis
25	24,0		0	0,0	
0	0,0		20	20,9	
5	5,2		1	1,1	
1	1,0		3	3,1	
15	14,9		8	8,0	
3	3,1		13	13,5	
10	10,1		25	26,0	
18	17,5				
		Tested at P_v 10,0 bar, P_m 8,5 bar, P_h 5,0 bar			

Analyser	Caldos 29	Inlet pressure monitoring	
AWS No:	----	$Pv_{min.}$	2,5 bar, max. 10 bar
Date:	23.01.2012	P_m	2,5 bar, max. 8,5 bar
Name:	6803 Rellensmann	CP,	bar
		RP min.	bar, max. bar
		CP moint min.	bar, max. bar

WITT-GASETECHNIK GmbH & Co KG Salinger Feld 4-8 ☎: +49 (0)2302 89010 www.wittgas.com
Gassicherheits- & Gaseverfahrenstechnik D-58454 Witten Fax: +49 (0)2302 89013 mail@wittgas.com

EK-3: Yakıt Debimetresinin Kalibrasyon Bilgileri

Alicat Scientific, Inc.

7641 N. Business Park Dr., Tucson, AZ 85743 U.S.A., 1.888.290.6060

Calibration Data Sheet

Certification Number: 63326

Customer:	RAM Olcu ve Kontrol Sistemleri Dis Tic. Ltd. Sti.
Sales Order Number:	SO307653
Serial Number:	66538
Model Number:	
Model Number:	M-1000SLPM-D
Software Version:	GP07R100
Adder Codes:	CM, GAS Air
Process Gas:	Selectable
Calibration Gas:	Air
Range:	1000 SLPM
Gas Temperature:	25.5 °C
Ambient Humidity:	29%
Calibration Procedure/Rev. #:	DOC-AUTOCAL-GASFLOW/Rev. 68
Calibrated By:	James Tolentino
Calibration Date:	10/19/2011
Full Scale Pressure	160 PSIA
Full Scale Pressure Accuracy	+/-0.5% of Full Scale
Temperature Accuracy	+/-1.5 °C
Standard Temp. & Pressure	25°C, 14.6959 PSIA
Calibration due 1 yr. after receipt:	_____

Equipment Used

Voltage:	TOOL-CMTR11	**Temperature:**	TOOL-TEMP6
Tool Due Date:	07/06/2012	Tool Due Date:	07/06/2012
Manufacturer/Model:	Fluke 85	Manufacturer/Model:	THERMCO/ACC10033BLS
Device Uncertainty:	+/- (0.1% + 1 digit)	Device Uncertainty:	+/- 0.2 deg C
Flow:	TOOL-FLOW1	**Pressure:**	TOOL-PRESSURE8
Tool Due Date:	08/04/2012	Tool Due Date:	04/14/2012
Manufacturer/Model:	Alicat / MCAL-15E2L	Manufacturer/Model:	Alicat / P-100PSIG-D
Device Uncertainty:	+/- (0.3% Reading + 0.2% F.S.)	Device Uncertainty:	+/- 0.2% of full scale

All test equipment used for calibration is NIST traceable.

Calibration

Uncertainty: +/- (0.8% of Reading + 0.2% of Full Scale) **Calibration Pressure:** N/A

Units of measure: SLPM

Output 1 Configuration	Output 2 Configuration	Output 3 Configuration
mini-DIN pin #1	mini-DIN pin #2	mini-DIN pin #6

D.U.T.	Actual	In Tolerance	Output 1	Output 2	Output 3
0	0	Yes	4.00 mA	5.12 Vdc	0.000 Vdc
247	248	Yes	7.95 mA	5.12 Vdc	1.235 Vdc
493	497	Yes	11.89 mA	5.12 Vdc	2.465 Vdc
737	740	Yes	15.79 mA	5.12 Vdc	3.685 Vdc
981	984	Yes	19.70 mA	5.12 Vdc	4.91 Vdc

Tech Signature: 

QC Signature: _____

EK-4: Emisyon Cihazının Kalibrasyon Bilgileri

25 yıl mates®
Servis Ekipmanları Organizasyon Otomotiv San. ve Tic. A.Ş.

GAZ ANALİZ CİHAZI
KALİBRASYON SERTİFİKASI

SERTİFİKA NO:	850 / 2012	SAYFA	1 / 2

MARKA:	MODEL:	SERİ NO:	P.E.F.:
CAPELEC	CAP 3200 BENZİNLİ	1244	0,537

REFERANSLAR		
Adı:	**Seri No:**	**Sertifika No:**
KALİBRASYON GAZI	BKT-01	341-F002

REFERANS DÖKÜMAN		
Adı:	**Türü**	**Kodu**
Hardware Calibration Procedure	Service Manual	0692E9306-53

CİHAZ SAHİBİ	ADRESİ
ERCİYES ÜNİVERSİTESİ	KAYSERİ

KALİBRASYON ÖNCESİ YAPILAN KONTROLLER VE AYARLAR

300 mV Ayarı	✓	Gaz Kaçak Kontrolü	✓
92 Hz Motor Frekansı	✓	Aspiratör	✓
7.8 Volt İnfrared Kaynak Voltajı	✓	O2 Sensör Voltajı	✓
Gaz sıfır Voltajı	✓	Opsiyon Ayarları	✓
Gaz Span Voltajı	✓	Pompa Temizliği	✓

Kalibrasyonu Yapan **Barış KIRCA**
Kalibrasyon Tarihi **23 / 11 / 2012**
Gelecek Kalibrasyon **23 / 05 / 2013**
İmza

Servis Müdürü **Barış KIRCA**
İmza
Mühür

SMD. FR.10 Rev.Tar. /No: 03.09.2001/0

25 yıl mates®
Servis Ekipmanları Organizasyon Otomotiv San. ve Tic. A.Ş.

SAYFA	2 / 2

GAZ ANALİZ ÜNİTESİ

GAZ TÜRÜ	AYAR GAZI DEĞERİ	ÖLÇÜLEN DEĞER	TOLERANS	AYARLANAN DEĞER
CO (%)	1,50	1,33	+/- 0.08 %	1,50
CO2 (%)	12,60	12,47	+/- 0.12 %	12,60
HC (ppm)	585	332	+/- 30 ppm	314
NOx (ppm)	1710	1685	+/- 30 ppm	1710
O2 (%)	0.0	0.0	+/- 0.1 %	0.0

Kalibrasyonu Yapan **Barış KIRCA**
Kalibrasyon Tarihi **23 / 11 / 2012**
Gelecek Kalibrasyon **23 / 05 / 2013**
İmza

Servis Müdürü **Barış KIRCA**
İmza
Mühür

SMD. FR.10 Rev.Tar. /No: 03.09.2001/0

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Selim TANGÖZ
Doğum Tarihi : 26 Aralık 1980
Doğum Yeri : Tomarza
Telefon : 0 352 207 66 66 – 41106
Fax : 0 352 437 57 44
E-Posta : stangoz@erciyes.edu.tr
Yazışma Adresi : Erciyes Üniversitesi
Sivil Havacılık Yüksekokulu
38039 - KAYSERİ

EĞİTİM BİLGİLERİ

Derece	Kurum	Mezuniyet
Yüksek Lisans	Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Sivil Havacılık Anabilim Dalı	2009
Lisans	Erciyes Üniversitesi Sivil Havacılık Yüksekokulu Uçak Gövde Motor Bölümü	2007

MESLEKİ DENEYİM

Görev	Kurum	Yıl
Öğretim Görevlisi	Erciyes Üniversitesi Sivil Havacılık Yüksekokulu Uçak Gövde Motor Bölümü	2010-
Araştırma Görevlisi	Erciyes Üniversitesi Sivil Havacılık Yüksekokulu Uçak Gövde Motor Bölümü	2008-2010

YABANCI DİLLER

İngilizce

YAYINLAR

Tangöz S., Akansu S.O., Kahraman N., Malkoç Y., "Effects of Compression Ratio on Performance and Emissions of A Modified Diesel Engine Fuelled by HCNG", International Journal of Hydrogen Energy, in pres, 2015.

Tangöz S., "An Experimental Investigation of Using Hydrogen–Natural Gas Blends in A Modified Diesel Engine", 1st International Scientific Conference of Young Scientists and Specialists, BAKÜ, AZERBAYCAN, 15-16 Ekim 2014, pp. 342-343.

Kahraman N., Akansu S.O., Tangöz S., Erdamar M. , "Performance, Emissions and Combustion Characteristics of A Modified Diesel Engine Fuelled by HCNG", 7th International Conference on Sustainable Energy & Environmental Protection SEEP2014, DUBAİ, BİRLEŞİK ARAP EMİRLİKLERİ, 23-25 Kasım 2014.