

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

**BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA YAKIT OLARAK SIKIŞTIRILMIŞ
DOĞALGAZ KULLANIMI VE MOTOR PERFORMANSININ DENEYSEL
İNCELENMESİ**

HALİL İBRAHİM SÖNMEZ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
YRD. DOÇ. DR. MEHMET ÇAKIR**

İSTANBUL, 2017

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA YAKIT OLARAK SIKIŞTIRILMIŞ
DOĞALGAZ KULLANIMI VE MOTOR PERFORMANSININ DENEYSEL
İNCELENMESİ**

Halil İbrahim SÖNMEZ tarafından hazırlanan tez çalışması 27.12.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Yrd. Doç. Dr. Mehmet ÇAKIR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Yrd. Doç. Dr. Mehmet ÇAKIR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Yasin ÜST

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL

İstanbul Teknik Üniversitesi



Bu çalışma, 214M329 numaralı "Enjeksiyonlu Bir cng Motorunda Kademeli Dolgu Oluşumu İçin Bölünmüş Yanma Odası Tasarımı ve Yanma Optimizasyonu" isimli TÜBİTAK 3501 Kariyer Geliştirme Projesi ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Tez çalışmam sırasında yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Mehmet ÇAKIR'a, çalışmalarımızı her zaman destekleyen Prof. Dr. Yasin ÜST'e, bu süreçte her türlü desteği veren çok değerli Araştırma Görevlisi arkadaşlarım Feyyaz ARSLAN, Ahmet KAYA ve Veysi BAŞHAN'a ve öğrenim hayatım boyunca yanımda olan kıymetli aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Aralık, 2017

Halil İbrahim SÖNMEZ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT.....	xiv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	2
1.2 Tezin Amacı	15
1.3 Hipotez	15
BÖLÜM 2	
İÇTEN YANMALI MOTORLAR.....	17
2.1 Buji Ateşlemeli Motorlar	17
2.2 Sıkıştırılmış Doğalgaz Yakıtı	20
2.3 Stasyonere Şartlar	21
BÖLÜM 3	
MATERYAL VE YÖNTEM	23
3.1 Deney motorunun teknik özellikleri	24
3.1.1 Silindir içi basınç verilerinin alınması	25
3.1.2 Krank mili açısının ve üst ölü nokta sinyalinin alınması.....	26
3.1.3 Veri Toplama ve İşleme Sistemi	28
3.2 Motor Performans Değerlerinin Hesaplanması.....	29
3.2.1 Yakıt Debisinin Ölçülmesi.....	30

3.2.2 Hava Debisinin Ölçülmesi	31
3.2.3 Hava Yakıt Oranının Hesaplanması	32
3.2.4 Hava Fazlalık Katsayısı.....	32
3.2.5 Eşdeğerlik Oranı	32
3.2.6 Motor Fren Gücünün ve Motor Torkunun Hesaplanması	32
3.2.7 Ortalama Fren Efektif Basıncın Hesaplanması.....	33
3.2.8 Özgül Yakıt Tüketiminin Hesaplanması.....	34
3.2.9 Isıl verim.....	34
3.2.10 Volümetrik Verim.....	34
BÖLÜM 4	
ARAŞTIRMA SONUÇLARI	35
BÖLÜM 5	
SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ ve ÖNERİLER	55
KAYNAKLAR.....	58
ÖZGEÇMİŞ.....	62

SİMGE LİSTESİ

b	Dinamometre kolu uzunluğu
B_{mep}	Ortalama fren efektif basıncı
B_p	Motor fren gücü
$bsfc$	Özgül yakıt tüketimi
C_d	Orifis Çıkış Sabiti
D	Silindir Çapı
g	Yerçekimi İvmesi
ρ_{cng}	Sıkıştırılmış doğalgaz yoğunluğu
ρ_{hava}	Havanın yoğunluğu
ρ_{su}	Suyun yoğunluğu
h_{su}	Su yüksekliği
λ	Hava fazlalık katsayısı
L	Strok uzunluğu
\dot{m}	Kütlesel yakıt debisi
M_{cng}	Yakıt miktarı
M_{hava}	Hava miktarı
N	Motor devri
ϕ	Eşdeğerlik oranı
P_{atm}	Atmosferik basınç
R	Üniversal gaz sabiti
Y	Motor yükü
T	Sıcaklık (K)
T	Tork
η_e	Isıl verim
η_{it}	İndike termal verim
η_v	Volümetrik verim
LHV	Yakıtın alt ısı değeri

KISALTMA LİSTESİ

AÖN	Alt Ölü Nokta
BP	Brake Power
BMEP	Brake Mean Effective Pressure
CNG	Compressed Natural Gas
ECU	Electronic Control Unit
LPG	Liquified Petroleum Gas
<i>LHV</i>	Lower Heating Value
ÜÖN	Üst Ölü Nokta

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1. 1 Benzin, LPG, CNG ve boş durumda Krank Mili Açısına bağlı silindir içi basınç değerleri [3]	3
Şekil 1. 2 Etanol ve doğalgaz eklenmesinin krank açısına bağlı motor performansına etkileri [4].....	4
Şekil 1. 3 CNG ve bezin için motor hızına bağlı motor güç ve tork değişimleri [6].....	5
Şekil 1. 4 Silindir kapağının kesit görünüşü, ön yanma odası, enjektör ve buji [32].....	14
Şekil 2. 1 Buji ateşlemeli motorlar farklı buji konumları [41]	18
Şekil 2. 2 4 zamanlı buji ateşlemeli bir motor çevrimi [42]	19
Şekil 2. 3 Benzinli bir motora ait çevrim kayıpları [43].	20
Şekil 3. 1 Deney yakıt hattı.....	23
Şekil 3. 2 İmal edilmiş manifold düzeneği.....	24
Şekil 3. 3 Basınç sensörü	26
Şekil 3. 4 Krank sensörü ve 12 dişten oluşan şaft	27
Şekil 3. 5 Kam sensörü ve kam dişlisi	28
Şekil 3. 6 Deney düzeneği ve pano	29
Şekil 3. 7 Kapalı indikatör diyagramı [44]	30
Şekil 3. 8 Debimetre	31
Şekil 3. 9 Dinamometrenin çalışma prensibinin gösterimi [39].....	33
Şekil 4. 1 1200 devir/d için motor yüküne bağlı motor fren gücü değişimi.....	35
Şekil 4. 2 1500 devir/d için motor yüküne bağlı motor fren gücü değişimi.....	36
Şekil 4. 3 1800 devir/d için motor yükü-motor fren gücü değişimi.....	37
Şekil 4. 4 Farklı stasyoner şartlarda Motor Fren Gücü-Motor Yükü değişimi.....	37
Şekil 4. 5 1200 devir/d için motor yüküne bağlı ortalama fren efektif basıncı (bmep) değişimi	38
Şekil 4. 6 1500 devir/d için motor yüküne bağlı ortalama fren efektif basıncı (bmep) değişimi	39
Şekil 4. 7 1800 devir/d için motor yüküne bağlı ortalama efektif basınç değişimi.....	39
Şekil 4. 8 3 Farklı stasyoner şartlarda motor yüküne bağlı ortalama fren efektif basınç (bmep) değişimleri	40
Şekil 4. 9 1200 devir/d için motor yüküne bağlı kütleli yakıt debisi değişimi	41
Şekil 4. 10 1500 devir/d için yüke bağlı yakıt debisi değişimi	41
Şekil 4. 11 1800 devirde motor yükü-kütleli yakıt debisi değişimi.....	42
Şekil 4. 12 3 farklı çalışma devrinde yüke bağlı kütleli yakıt debisi değişimleri	43
Şekil 4. 13 1200 devirde yüke bağlı volümetrik verim değişimi	44

Şekil 4. 14 1500 devir/d için motor yüküne bağlı volümetrik verim değişimi	44
Şekil 4. 15 1800 devir/d için yüke bağlı volümetrik verim değişimi	45
Şekil 4. 16 1200, 1500 ve 1800 devir/d için kademeli olarak artan motor yüküne bağlı volümetrik verim değişimi	46
Şekil 4. 17 1200 devir için motor yüküne bağlı ısı verim değişimi	46
Şekil 4. 18 1500 devir/d için motor yüküne bağlı ısı verim değişimi	47
Şekil 4. 19 1800 devir/d' da motor yüküne bağlı ısı verim yüzdesi değişimi	47
Şekil 4. 20 Farklı stasyoner şartlardaki yük-ısı verim yüzdesindeki değişim	48
Şekil 4. 21 Hava fazlalık katsayısı ve motor fren gücü değişimi	49
Şekil 4. 22 1500 devirde hava fazlalık katsayısı-motor fren gücü değişimi	49
Şekil 4. 23 1800 devir/d için hava fazlalık katsayısı- motor fren gücü değişimi	50
Şekil 4. 24 Farklı devirler için hava fazlalık katsayısı- motor fren gücü değişimleri	50
Şekil 4. 25 CNG ve benzin için motor devrine bağlı motor fren gücü değişimleri	51
Şekil 4. 26 CNG ve benzin için motor devri-ortalama fren efektif basıncı değişimleri ...	52
Şekil 4. 27 CNG ve benzin için motor devrine bağlı özgül yakıt tüketimleri	52
Şekil 4. 28 CNG ve benzin için motor devrine bağlı volümetrik verim değişimleri	53
Şekil 4. 29 CNG ve benzin için motor devrine bağlı ısı verimler	54

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3. 1 Deney Motorunun Teknik Özellikleri..... 25



**BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA YAKIT OLARAK SIKIŞTIRILMIŞ
DOĞALGAZ KULLANIMI VE MOTOR PERFORMANSININ DENEYSEL
İNCELENMESİ**

Halil İbrahim SÖNMEZ

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Mehmet ÇAKIR

Günümüzde dünya nüfusundaki artışla birlikte artan enerji ihtiyacı ve petrol ürünlerinin azalmasından dolayı yakıt fiyatlarının yükselmesi araştırmacıların alternatif yakıtlara yönelmesine neden olmuştur. Gün geçtikçe emisyon kısıtlamalarının da artmasıyla doğaya saldığı emisyon miktar ve türleri açısından benzin ve dizel yakıtlara oranla daha çevreci bir yakıt olan doğalgaz daha önemli bir konuma gelmiştir. Doğalgaz yakıtının özellikle ulaşım ve sanayi sektörlerine uygulanabilirlik açısından da elverişli olduğu kabul edilmektedir.

Bu tez çalışmasında tek silindirli, buji ateşlemeli, su soğutmalı benzin ve dizel yakıtla çalışabilen bir deney motoru çeşitli modifikasyonlar yapılarak sıkıştırılmış doğalgaz yakıtı ile çalışır hale getirilmiştir. Bu dönüşüm ile birlikte sıkıştırma oranının 10 olduğu 1200 devir/d, 1500 devir/d ve 1800 devir/d olmak üzere 3 farklı stasyoner şartta deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen deneylerde 3 farklı devir için, motor yükünün kademeli olarak artırılmasıyla güç, basınç, verim değerleri ile yakıt tüketim miktarları belirlenmiştir. Deneyler neticesinde yüksek devirlerde yüksek güç değerleri görülmüştür. Devir artıkça yakıt tüketim miktarları artmış ve yükleme oranı artırılınca artış oranında yükselme görülmüştür. Buna karşın deney motorunu yüksek volümetrik ve ısı verim elde etmek için düşük devirlerde çalıştırmanın daha uygun

olacağı saptanmıştır. Motora kademeli olarak yükleme yapıldıkça 18 kg motor yükünde 1200, 1500 ve 1800 devir/d için ısı verim yüzdelerinin sırasıyla; %28, %25 ve %24 olduğu görülmüştür. Stasyonel şartlarda ısı verim yüzdesinde motor yükü arttıkça önemli bir artış gözlemlenmiş ancak volümetrik verimde kayda değer bir değişim görülmemiştir.

Anahtar Kelimeler: İçten yanmalı motorlar, buji ateşlemeli motorlar, sıkıştırılmış doğalgaz, stasyonel şartlar



**USING COMPRESSED NATURAL GAS AS FUEL IN A SPARK IGNITION
ENGINE AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF ENGINE PERFORMANCE**

Halil İbrahim SÖNMEZ

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Asst. Prof. Mehmet ÇAKIR

Nowadays, demand of energy by the expanding population and the fuel prices rising with decline of petroleum products have led researchers to study on alternative fuels. With the increase of emission restrictions, natural gas, which is more environmentally friendly fuel compared to gasoline and diesel fuels, has become more important in terms of the amounts and types of emissions to the environment. It is accepted that natural gas fuel is also suitable for the application to the transportation and industrial sectors.

In this study, an experiment engine which can operate in single cylinder, spark ignition, water cooled gasoline and diesel mode has been made to work with compressed natural gas fuel by making various modifications. With this engine conversion, an experimental study was carried out for three different stationary conditions which are 1200 rpm, 1500 rpm and 1800 rpm under compression ratio of 10. These experiments were carried out for three different engine speeds, in which the power, pressure, yield figures and fuel consumption quantities were determined by gradually increasing the engine load. According to the results, high power values have been reached at high engine speeds. Fuel consumption is increasing with increasing of engine speed likewise engine load. On the other hand, it was found that the test motor would be more suitable to operate at low engine speeds in terms of volumetric and effective efficiency percentages. As the engine is gradually loaded up to 18 kg engine load, effective efficiency percentages for 1200, 1500 and 1800 rpm are, 28%, 25% and 24%

respectively. In stationary conditions, the same situation was not observed in volumetric efficiency, although the effective efficiency percentage increased significantly as the engine load increased.

Keywords: Internal combustion engines, spark ignition engines, compressed natural gas, stationary conditions



GİRİŞ

Günümüzde artan dünya nüfusu enerji ihtiyacının artmasına ve azalan bazı enerji kaynakları alternatif enerji kaynaklarına yönelimi ve enerji maliyetini düşürme ihtiyacını doğurmaktadır. Çevresel açıdan kirliliği önleyici standartlar ve katı uygulamalar emisyon miktarlarının düşürülmesini zorunlu hale getirmiştir. Bu durum otomotiv sektörü başta olmak üzere birçok endüstriyel alanda bu kriterleri yerine getirmek amacıyla alternatif yakıtlara yönelimi gerçekleştirmiştir. İstenilen emisyon miktarları ve sahip olduğu geniş rezervler nedeniyle motorlarda doğalgaz yakıtının kullanımı gün geçtikçe daha cazip bir duruma gelmektedir.

Motor endüstrisi açısından motor modifikasyonlarında köklü değişimler yapılmadan bu uygulamaların yerine getirilmesi maliyet açısından oldukça önemlidir. Bu açıdan benzin yakıtının kullanıldığı motorlar için benzer çalışma prensibine sahip doğal gaz yakıtı bir kat daha önem kazanmaktadır. Bunun yanında doğalgaz yakıtının diğer petrol ürünlerine oranla daha ekonomik olması günümüz dünyasında bu yakıtı vazgeçilmez kılmaktadır.

Temiz enerji teriminin de kullanıldığı doğalgaz yakıtı, yanma sonrasında çevreye yaydığı emisyon miktarları bakımından oldukça elverişlidir. Geleneksel katı ve sıvı yakıtların birçoğu yanma sırasında atmosfere çevre ve insan sağlığı üzerinde zararlı etkileri bulunan bazı gazlar yayarken, doğal gazın diğer petrol ürünlerine kıyasla fazla kirlenici etkisi yoktur.

Tez çalışmasının bu bölümünde, literatürde yanma ve doğalgaz yakıtının motor performansına etkileri ile ilgili çalışmalara yer verilmiştir.

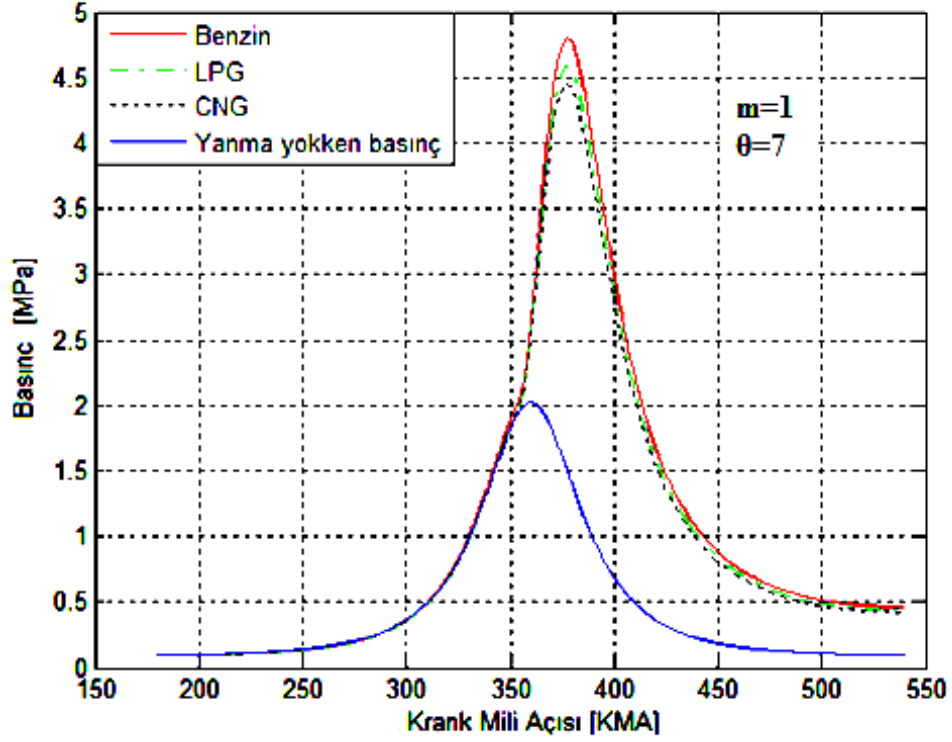
1.1 Literatür Özeti

Literatürde doğal gaz yakıtının kullanıldığı ve motor çalışma performanslarının değerlendirildiği özellikle son yıllarda gerçekleştirilmiş bazı çalışmalar bulunmaktadır.

Sezgin, yapmış olduğu yüksek lisans tezi çalışmasında Deutz Magirus marka 4 silindirli hava soğutmalı bir dizel motoru çeşitli düzenlemeler yaparak doğalgaz ile çalışır hale getirmiştir. Deney motorunun CNG ye dönüşümü yapılmadan 1500 devirde ürettiği güç 32 kW iken aynı devirde CNG ile çalıştığı güç miktarı 26 kW'ye düşmüştür. Daha yüksek devirlerde daha büyük düşüşler gözlemlenmiştir. Ancak emisyon ve ekonomik kazançları düşünüldüğünde doğal gaz kullanımının, dizel yakıtına göre daha fazla fayda sağlayacağını belirlemiştir [1].

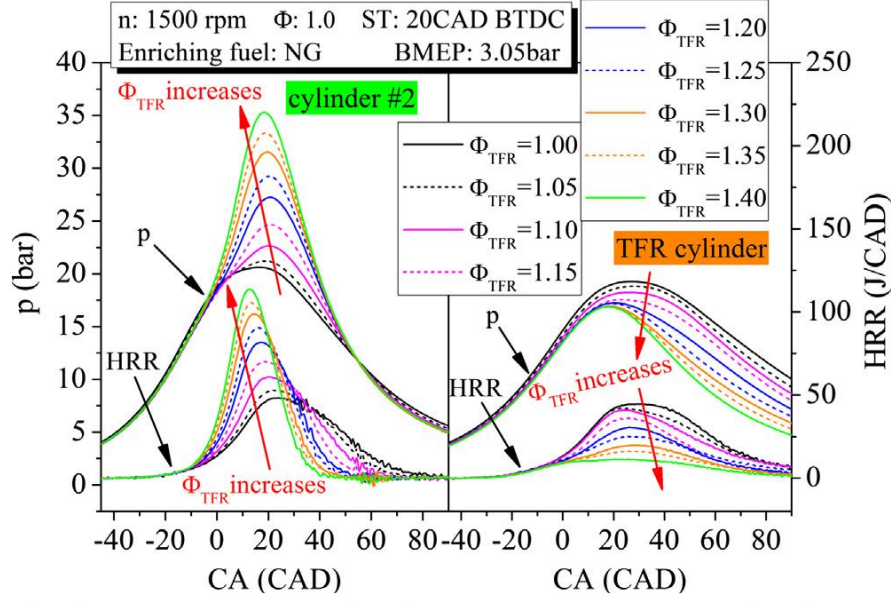
Tangöz, yapmış olduğu doktora çalışmasında doğalgaz ve doğalgaz- hidrojen yakıtlarının farklı oranlardaki karışımlarının motor performansına ve oluşan emisyon etkisini deneysel olarak incelemiştir. 3 farklı sıkıştırma oranlarında, 4 farklı devir/d için, 0.90-1.3 hava fazlalık katsayıları arasında ve dört farklı ateşleme avanslarında yapılan deneylerde yakıt olarak % 100 CNG, % 95 CNG + % 5 H₂, % 90 CNG + % 10 H₂ ve % 80 CNG + % 20 H₂ oranlarında yakıtlar kullanmıştır. Tam yükte gerçekleştirilen deneylerde hidrojen ilavesinin termal değeri, alev hız ve sıcaklığını ve hava ile karışımını artırırken, enerji yoğunluğunda azalma tespit etmiştir. Sıkıştırma oranının artmasının yüksek devirlerde yakıt tüketimini düşürdüğünü belirlemiş, hidrojen eklenen yakıtlarda saf doğalgazın aksine daha düşük sıkıştırma oranlarının uygun olacağını belirtmiştir [2].

Özcan, yüksek lisans çalışmasında kıvılcım ateşlemeli bir motora ait LPG ve sıkıştırılmış doğalgaz yakıtlarının performansa etkisini benzin yakıtıyla karşılaştırıp matematiksel model yardımıyla araştırma sonuçlarını belirlemiştir. Bu sonuçlara göre benzin yakıtına kıyasla silindir içi basıncın LPG kullanımında %4.46, sıkıştırılmış doğalgaz kullanımında %7.26'lık bir düşüş gerçekleştiğini tespit etmiştir. Motor gücünde sırasıyla %4.93 ve %7.65 oranlarında bir azalma görülürken özgül yakıt tüketiminde LPG için %5.88 ve sıkıştırılmış doğalgazda %17.64 oranlarında bir düşüş olduğunu görmüştür. Özellikle sıkıştırılmış doğal gaz yakıtının daha ekolojik ve maliyet düşürücü etkisinin incelendiği çalışmada NO emisyonlarında sırasıyla %42.41 ve %91.96 miktarlarında azalma olduğunu tespit etmiştir [3].



Şekil 1. 1 Benzin, LPG, CNG ve boş durumda Krank Mili Açısına bağlı silindir içi basınç değerleri [3]

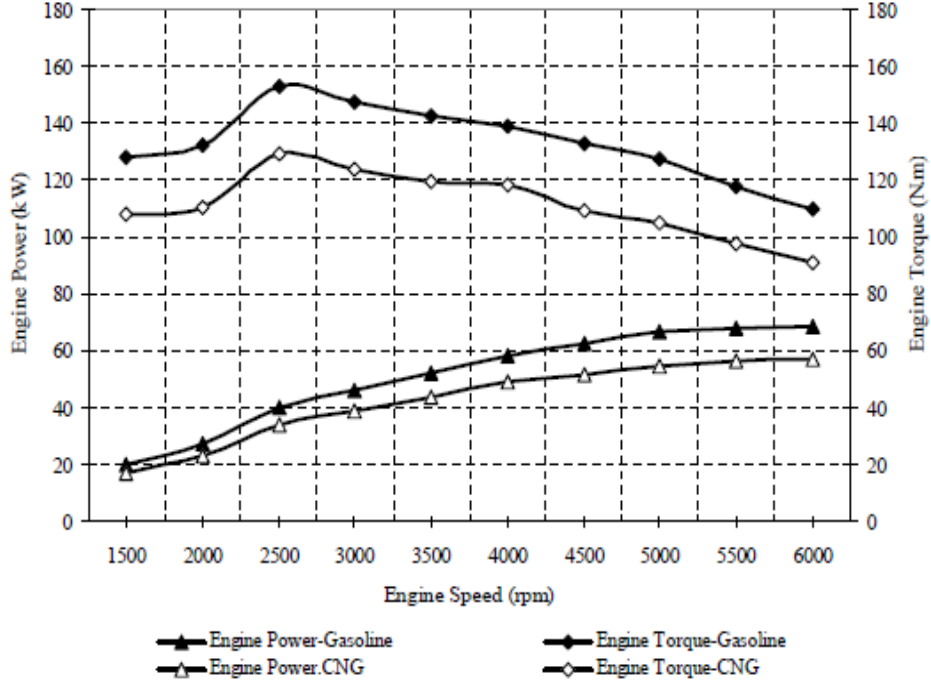
He vd. dört silindirli buji ateşlemeli bir doğal gaz motorunda etanol ve doğalgaz miktarının artmasının performansa etkisini deneysel olarak incelemiştir. 4 numaralı silindirin yanma sonunda çıkan yanmamış egzoz gazlarını aşırı doldurma sisteminden geçtikten sonra gaz keleşinden etanol ya da doğalgaz yakıtları açısından zenginleştirerek tekrar yanma odasına göndermişlerdir. Sonuçlara göre, eşdeğerlik oranının 1.25 olduğu durumda 1,2 ve 3 numaralı silindirlerde H_2 ve CO gazlarının etkileşiminde önemli ölçüde bir iyileşme gözlemlenmiştir. Ancak bu durumun 4 numaralı silindir için tam tersi olduğu belirlenmiş olup, termo-kimyasal yakıt iyileştirme denilen bu çalışmada daha dengeli ve benzer güç aralıkları oluşması sağlanmıştır[4].



Şekil 1. 2 Etanol ve doğalgaz eklenmesinin krank açısına bağlı motor performansına etkileri [4]

Amirante vd. tek silindirli buji ateşlemeli bir motorda doğalgazın temel bileşenleri olan metan ve propan karışımlarının kullanımının etkilerini ve emisyonları azaltıcı yöndeki katkısını incelemişlerdir. Propan miktarı %10 ile %40 arasında değiştirerek 2000, 3000 ve 4000 rpm olmak üzere 3 farklı devirde partikül kütlesi, sayısı ve büyüklüğünü gaz emisyon miktarlarını ölçmüşlerdir. Stokiyometrik ve tam yük koşullarında yapılan deneylerde yüksek yüklerde propanın partikül sayısını 5-30 nm arttırdığı gözlemlenmiştir. Tüm testler göz önünde bulundurulduğunda doğal gazın partikül sayısını arttırdığını belirlemişlerdir [5].

Ameri vd. yapmış oldukları deneysel çalışmada bir içten yanmalı motorda sıkıştırılmış doğalgaz (CNG) ve benzinli yakıtlar kullanarak elde ettikleri test sonuçlarının enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Bu sonuçları değişik motor devri ve değişik motor güçlerinde elde etmişlerdir. Yapılan bu çalışmada volümetrik verimin düşük olmasından kaynaklı doğalgaz yakıtlı motorun benzin yakıtlı motora göre güç ve tork değerleri daha düşüktür. Yakıta bağlı olarak artan egzoz sıcaklıklarında benzinde %17.04, doğalgazda %19.83 gibi bir kayıp görülmüştür. Benzin için yakıtın ekserji girişi enerji girişinden %6.93 fazla iken, doğalgaz için bu oranın %5.98 olduğu sonucuna varılmıştır [6].



Şekil 1. 3 CNG ve bezin için motor hızına bağlı motor güç ve tork değişimleri [6]

Polat vd. dört zamanlı tek silindirli bir dizel motorunun simülasyonunu yaparak içten yanmalı motorların geliştirilmesinde bilgisayar teknolojisinin kullanılmasının deneysel çalışmalarda zaman ve maliyetlerin azalmasına sebep olduğu görmüşlerdir. MATLAB programında yapmış oldukları bu çalışmada farklı krank mili açılarında, 1000 ile 4000 arasında değişen motor yüklerinde, 16-20-24 olan farklı sıkıştırma oranlarında ve 1.3-1.5-1.7 olan farklı hava fazlalık katsayılarında motor performans değerleri elde edilmiştir. Simülasyonda yakıt olarak n-dodekan ($C_{12}H_{26}$) denilen dizel yakıtı seçilmiş olup tam yükte emisyon değerlerinin yüksek çıkmaması için hava fazlalık katsayısı 1.2 ile 1.8 arasında seçilmiştir. Wiebe fonksiyonu kullanılarak yanan yakıt yüzdesi hesaplanmış, termodinamiğin I. Yasasına göre ısı dağılım analizleri yapılmıştır. Simülasyon sonucunda sıkıştırma oranının artmasına bağlı olarak motor gücünün ve momentinin, silindir basınç ve sıcaklıklarının ve ortalama çevrim basıncının arttığı belirlenmiştir [7].

Chaudhary vd. tek silindirli, 4 stroklu ve doğal emişli bir dizel motorunda enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Yapmış oldukları deneysel çalışmada farklı yük ve hızlarda çalışan bir dizel motorun ekserji yıkımını hesaplayarak motor için en iyi koşulları belirlemek amaçlanmıştır. %20, %40, %60, %80 ve tam yüklerle bağlı olarak spesifik

yakıt tüketimi, termal verim, egzoz gazı sıcaklığı, giren yakıtın ekserjisi, egzoz ekserjisi, ekserji yıkımı ve 2. Yasa veriminin değişimi incelenmiştir. Farklı yük ve devirlerde ekserji dağılımları elde edilmiştir. En fazla ekserji yıkımının %78 oranıyla %20 yük ve 1300 devir/d da olduğu, en düşük ekserji yıkımının ise %43 ile tan yük ve 2400 devir/dda olduğu gözlenmiştir. Ekserji dağılımında egzoz, güce ve soğutma suyuna ayrılan ekserji oranları da belirlenmiştir [8].

Jamrozik yapmış olduğu çalışmada ön yanma odasına sahip, buji ateşlemeli sıvılaştırılmış doğal gazla çalışan bir motorda iki safhada meydana gelen yanma prosesini incelemiştir. Yanma sürecini ön yanma odasında gerçekleşen ilk yanmayı ve elde ettiği alevi ana yanma odasına göndererek oluşan ana yanmayı incelemiştir. Bu motordan almış olduğu verileri geleneksel çift yakıtlı bir motorla karşılaştırmış, termal verimin %34, NOx emisyon miktarının ise 26.25 g/kWh olarak daha düşük olduğunu belirlemiştir [9].

Cho ve He kıvılcım ateşlemeli motorlarda doğal gaz kullanımıyla ilgili kapsamlı bir literatür araştırması yapmışlardır. Çalışmada doğal gazlı motorların zayıf yanma ve stokiyometrik koşullarda farklı yanma ve farklı emisyon karakteristiklerine sahip olduklarını belirlemişlerdir. Literatür çalışmasını; yakıt tüketimi, emisyonlar, ortalama efektif basınç gibi parametrelerin yanı sıra ve doğal gazın zayıf yanma koşullarını göz önünde bulundurarak gerçekleştirmişlerdir. Yapmış oldukları çalışmanın sonuçlarına göre zayıf yanma yakıt tüketimini azaltırken NOx emisyonlarını önemli ölçüde düşürdüğü gözlemlenmiştir. Zayıf yanmanın da yanma odası geometrisi, ateşleme zamanı, ateşleme enerjisi ve türbülansa bağlı olduğunu vurgulamışlardır. Bu çalışmada doğal gazın fren ortalama efektif basıncı vuru ve termal yüküyle ilgili olarak değiştiği ve yanma sıcaklıklarının düşürülmesiyle egzoz gazının geri kullanımının vuru limitlerini azalttığı belirlenmiştir [10].

Rakopoulos ve Giakoumis termodinamiğin II. yasasının içten yanmalı motorlara uygulanmasıyla ilgili yapılmış literatür çalışmalarını incelemişlerdir. Çalışma kapsamında, motor silindirlerinin ve alt sistemlerinin ekserji denklemlerini, durum özelliklerinin tanımını, kimyasal uygunluğunu, akışı ve yakıtın uygunluğunu ayrıntılı şekilde incelemişlerdir. Çalışmalarında, yanma süresinin, ısı salınım şeklinin, yani ön

karışmış yanma fraksiyonunun ve enjeksiyon zamanlamasının yanma tersinmezliğini büyük ölçüde etkilediği belirtilmiştir [11].

Ebrahimi ve Mercier dört zamanlı buji ateşlemeli bir deney motorunda doğal gaz kullanımının benzin kullanımına göre etkilerini motor performansları açısından karşılaştırmalı olarak çalışmışlardır. Bu çalışmada farklı eşdeğerlik oranları ve farklı motor devirlerinde ateşleme zamanlaması ayarına göre deneyler gerçekleştirmişlerdir. Benzinin alt ısı değerinin doğal gaza göre % 13.6 daha yüksek olduğu ve deneyin sonuçlarına göre doğal gazın fren özgül yakıt sarfiyatında %6.2'lik bir artış, termal verimde de %20,1'lik bir düşüş görülmüştür. Ayrıca bu çalışmada doğal gazın benzine göre egzoz sıcaklığının %6.8, yağlama yağı sıcaklığının ise %19 düştüğü belirlenmiştir [12].

Yamaguchi vd. bölünmüş yanma odasına sahip bir motorda deneysel olarak yanma performansını araştırmışlardır. Ön yanma odasının ana yanma odasına oranı ve 4, 6, 8 ve 12 mm çaplarındaki boğaz bağlantılarına göre alevin yayılma hızı ve yayılma süreleri belirlenmiştir [13].

Alvarez vd. ateşleme sistemleri hakkında detaylı bir literatür araştırması yapmışlardır. Fakir karışımların ısı kayıplarını azalttığını, yüksek sıkıştırma oranına imkân sağladığını, termal verimi arttırdığını ve bunlara bağlı olarak yanma karakteristiklerini olumlu yönde etkilediğini vurgulamışlardır. Ancak düşük yakıt yoğunluğundan kaynaklı ateşleme problemlerinin yaşanabileceğini de tespit etmişlerdir. Bu çalışmada fakir karışım ve ön yanma odasına sahip motorların yakıt tüketimini ve salınan emisyon miktarını azalttığını belirlemiş ateşleme sistemlerini incelemişlerdir [14].

Roetlishberger ve Favrat yapmış oldukları çalışmada ateşleme noktasını skavençsiz bir ön yanma odasına taşıyarak HAD KIVA-3V koduna dayalı sayısal bir simülasyon gerçekleştirmişlerdir. Ön yanma odasındaki buji elektrotlarının arasındaki boşluğun akış karakteristiğini ve ateşlemenin gerçekleşmesi beklenen krank açısını karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir. Simülasyonda ön yanma odasının hacmi ve iç yapısının yanı sıra püskürtme deliklerinin sayıları, konumları ve ön yanma odasının geometrik yapısının etkileri değerlendirilmiştir. Sonuçlara göre yanma hızının temel olarak ön yanma odasının şekline ve direk enjeksiyona bağlı olduğu, türbülans yoğunluğunun geometrik

farklılıklarla önemli ölçüde değiştiğini gözlemlemişlerdir. Buna göre yüksek türbülans yoğunluğu ön yanma odasında yakıtın hızlı yanmasını sağlamasına rağmen ön alev safhasını bozarak yanma hataları oluşmasına neden olmuştur. Çoğu durumda ön yanma odasının şekli karışım sıcaklığını etkilemez iken ön yanma odasında ateşleme zamanına bağlı olarak karışım sıcaklığının yanma odasıyla benzer olduğu gözlemleyerek bu değeri yaklaşık olarak 100 K olarak tespit etmişlerdir [15].

Roetlishberger ve Favrat 6 silindirli ve küçük bir gaz motorunda deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmanın amacı başta CO olmak üzere egzoz gazı emisyonlarını düşürme potansiyelini incelemektir. Ön yanma odasındaki püskürtme deliklerinin sayısı, konumu, boyutları ve yanma odasının iç hacminin geometrik konfigürasyonunu değiştirmişlerdir. Sonuçlara göre büyük iç hacimli ön yanma odalarına nispeten küçük ve az sayıda püskürtme delikleri gaz jetinin aleve ulaşmasını ve bununla birlikte piston kafasına iletimi hızlandırmaktadır. Bu durum CO ve toplam hidrokarbon emisyonlarını azaltıcı yönde etkilemektedir [16].

Crane ve King yapmış oldukları çalışmada farklı yanma odası tasarımlarına sahip motorda doğal gaz kullanımının egzoz emisyonları üzerine etkisini incelemişlerdir. Çalışmalar sonucunda doğal gazın zayıf yanma limitlerini genişlettiğini ve 0.55 eşdeğerlik oranında farklı ön yanma odası tasarımlarını karşılaştırdıklarında açık odalı tasarımlarda dengesiz bir tork oranı ve zayıf yanma dalgalanmalarını gözlemlemişlerdir. Bujinin ön yanma odasındaki boğaza eklenmesiyle birlikte hafif yüklerde hidrokarbon emisyonlarının %16 düştüğünü, NO_x emisyonlarının ise % 25 arttığı sonucuna varmışlardır. Bu çalışmada düşük yakıt emisyonları ve motor verimliliğini belirlemek amacıyla hassas bir yakıt kontrolü gerçekleştirilmiş olup toplam hidrokarbon ve NO_x emisyonlarında önemli düzeyde bir düşüş olduğu belirlenmiştir [17].

Ipci ve Karabulut yapmış oldukları çalışmada tek silindirli ve dört zamanlı bir motorda termodinamik ve dinamik modelleri birlikte gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada silindir içindeki gaz basıncını termodinamiğin birinci kanunu ve ideal gaz denklemi ile hesaplarken, termodinamik çevrimin ısıtılması esnasında akışkana verilen ısı değişimini Gauss fonksiyonuna göre belirlemişlerdir. Üzerinde çalıştıkları motorun dinamik modelini ise krank mili hareket denklemlerinden elde etmişlerdir. Bu çalışmada tam

yükte yanma gaz sıcaklığı yaklaşık 3250 K, yük % 70 iken gaz sıcaklığı yaklaşık olarak 2500 K dolaylarında olup bu yük aralığında NOx emisyonlarının önemli ölçüde azaldığını tespit etmişlerdir. % 70 yükte termal verim değeri % 42- %44 arasında, tork değeri 27 Nm ve maksimum güç 8.1 kW olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlardan bir diğeri ise tam yükte, üst ölü noktadan sonra ısı salınım periyodu başlarsa basınç yükselmesi vurunu açısından kritik bir duruma gelir. Bu durumun termik verimin düşmesine neden olduğu sonucuna varmışlardır [18].

Shah vd. doğalgazla çalışan bir ağır makinede ateşleme sisteminin motor performansına etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada LAG-ateşleme süreci denilen bir sistemi farklı karışımların ön yanma odası ve ana yanma odası kombinasyonlarında incelemişlerdir. Çalışmalarında stratejinin daha önceleri küçük otomotiv motorlarında denenmiş olan bu sistem gelişim içinde olan bir durum olsa da temel mekanizmanın belirsizliğini koruduğu vurgulanmıştır. Yapılan deneyleri 2.1 litrelik tek silindirli ve içinde yakıtı püskürten, buji bulunan ve basınç ölçümü yapılabilen ön yanma odasına sahip bir motorda gerçekleştirmişlerdir. Yapmış oldukları bu çalışmada ana yanma odasındaki seyrelme sabit iken ön yanma odasında karışım zenginleşirse NOx emisyonunun arttığını, THC ve CO emisyonlarının ise azaldığını belirlemişlerdir. Çalışma sonuçlarına göre ön yanma odasında zengin karışım olması alev gelişim açısını azaltmış, genel olarak değişmeyen yanma süresini azaltıcı etki göstermiştir. Ön yanma odasındaki karışım zenginleştikçe yanma verimi ve termal verimdeki artışın ana yanma odasının seyrelmesi ile gerçekleşen verim artışlarından daha az olduğu belirlenmiştir [19].

Biswas ve Qiao aşırı fakir bir H₂-hava karışımının bulunduğu bir motorda ateşleme karakteristiğini belirlemek için deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Ön yanma odası ana yanma odasının %1 i büyüklükte olup bunun içine süper hızlı bir püskürtme aparatı yerleştirmişlerdir. Ateşleme ile ön yanma odasında yanma başlamış ve basıncın artmasıyla birlikte çok küçük bir delikle yanma odasına bağlanmış bir delik vasıtasıyla ana yanma odasına sıcak bir jet halinde geçiş yapmış ve buradaki fakir karışımın yanmasını gerçekleştirmiştir. Delik çaplarını ve konumlarını değiştirerek doğrusal, yakınsak ve ıraksak olmak üzere farklı ateşleme durumlarını değerlendirmişlerdir. Bu değerlendirmelere göre ateşleme bölgesini belirlemede, tutuşma gecikmesi hakkında

ve ön yanma odasının dizaynı ile ilgili optimum durumlar belirlenmiştir. Bu çalışmada hidrojenin seçilmiş olmasının sebebi basit bir yapıda olduğu ve çalışmanın sonraki dönemde doğal gaz yakıtının daha etkin olacağı vurgulanmıştır [20].

Shah vd. daha önce yapmış oldukları çalışmaya ek olarak yakıt tüketimi ve emisyonları düşürmek için doğal gazla çalışan ağır makinelerde ön yanma odasına sahip bir uygulamada motor ebatlarını değiştirerek- büyüterek değerlendirmeler yapmışlardır. Bu çalışmada yine tek silindirli fakat silindir hacmi 9 litre olan benzer ön yanma odası geometrisi ve püskürtme deliklerine sahip bir gemi makinesinde bazı deneyler gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında ana yanma odası ateşlemesi ve devamında gelişen yanma ile ön yanma odasının ateşleme sistemini incelemişlerdir. Deneysel çalışma ile elde ettikleri sonuçlara göre ön yanma odasının hacmi ve püskürtme delik çapları arttıkça, alev oluşma açısı ve yanma süresinin düştüğünü belirlemişlerdir. Motor büyüklüğünün ön yanma odasını performansını önemli ölçüde etkilediğini tespit etmişlerdir [21].

Thelen ve Toulson yapmış oldukları nümerik çalışmada hızlı bir sıkıştırma makinesinde türbülanslı jet ateşleme sisteminin yanma özelliklerinin akış dinamiği simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Bu simülasyonda ateşleme sisteminin ön yanma odası içindeki konumun yanma üzerindeki etkileri aynı başlangıç ve sınır koşullarına bağlı olarak araştırmışlardır. 4 adet ateşleme kaynağını simetrik olmayan ön yanma odası merkez çizgisi boyunca ve çıkış kanalına farklı mesafelerde konumlandırmışlardır. Yaptıkları bu simülasyonları karşılaştırmaları sonucunda ateşleme kaynaklarının ön yanma odası ve yanma odasını bağlayan delikten daha uzakta olması ana yanma odasındaki ateşlemeyi ve dolayısıyla yanma süresini 0-10 % arasında düşürdüğü gözlemlenmiştir. Yapılan 3 farklı test sonucuna göre bağlantı delikleri ne uzak olan kaynaklar ise 10-90% arasında bir kütle bozunumu yanma süresi üretmiştir. Sonuç olarak daha ateşleme sisteminin ön yanma odasında daha yakın noktalara konumlandırılması yavaş yavaş hızlanan ama daha uzun süreli yanma oluşturacağı belirlenmiştir [22].

Moriyoshi vd. tek silindirli bir doğal gaz motorunda yanma sürecinin 3 farklı nümerik simülasyonlarını gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarının kapsamında termal verimin arttırılmasına yönelik olarak, çap ve delik sayıları değiştirilerek ön yanma odasının

optimizasyonunu sağlamışlardır. Termal verimin, ısı kaybının azalması nedeniyle ön yanma odasının 1.5 mm çapında 7 ayrı delikli yapısının 4 ayrı delikli yapıya göre daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Termal verimin delik sayısının fazla olması durumunda daha yüksek olmasının sebebi alev jetinin silindir cidarına doğru daha yoğun ve daha hızlı olarak yayılıp nüfuz ettiği görülmüştür. Sonuç olarak delik çap ve sayılarının optimizasyonun ısı kaybını arttırmadan alev yayılımını artırdığı ve bu durumun yanma performansını önemli ölçüde etkilediği belirlenmiştir [23].

Toulson vd. Ricardo, Toyota, Honda gibi köklü motor üreticilerinin ön yanma odalı motorları ile ateşleme mekanizmalarını inceleyip ve jet denilen püskürtmeli ateşleme mekanizmasını da içeren bir literatür taraması yapmışlardır. Bu çalışmada ön yanma odalarının hacimleri %3 ten küçük olacak şekilde seçmişlerdir. Ateşleme bölgelerinin dağıtılıp çok bölgeli dizayn edilmesinin, yanma değişkenliğini minimize etmesi ve hızlı yanma karakteristiğini oluşturması gibi avantajlar sunduğu gözlemlenmiştir. Bölgesel dar kapsamlı ateşlemenin geleneksel ateşleme sistemi ile karşılaştırılması sonucu daha seyrek bir egzoz oluşturduğunu da belirlemişlerdir. Jet ateşleme sisteminin yüksek termal verimlilik ve düşük emisyon avantajlarını sağladığını vurgulamışlardır [24].

Hiaroka vd. doğal gazla çalışan ön yanmalı ve kıvılcım ateşlemeli bir motorda yapmış oldukları bu çalışmada boyutsuz bir yanma modellemesi gerçekleştirmişlerdir. Yanma sürecinin ve ısı salınımının detaylı bir analizini yaptıkları çalışmalarında öncelikle ana yanma odasındaki gazı sıkıştırarak ön yanma odasında bir türbülans oluşturmuşlardır. Daha sonra ön yanma odasından ana yanma odasına akan yakıt jeti gaz jet teorisiyle modellenmiştir. Temel olarak üç aşamadan oluşan çalışmalarında son olarak ön ve ana yanma odasındaki alev yayılımı ile oluşan ısı salınımını alevin etki ettiği alanı ve türbülans hızını kullanarak elde etmişlerdir. Modellenen çalışmayı deneysel verileriyle karşılaştırıp silindir basıncı ve ısı salınımı doğrulanmıştır. Emme ve egzoz valflerinin açılma zamanları birkaç saniye içerisinde hesaplanmıştır. Sonuçta kendi modellerinin 3 boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği esaslarına göre gerçekleştirilen yanma modellemesine göre çok daha kısa sürede yapılabileceğini belirlemişlerdir [25].

Feng vd. kıvılcım ateşlemeli doğal gazla çalışan bir motorda azot oksit emisyonlarını azaltmak ve anormal yanmayı engellemek için zenginleştirilmiş bir ön yanma odası

kullanmışlardır. Ön yanmalı bir doğal gaz motorunda zenginleştirilmiş enjeksiyon karakteristiğini incelemek amacıyla iki boyutlu hız ölçümleri ve 3 boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile ölçümler gerçekleştirmişlerdir. Çalışma sonuçlarına göre zenginleştirilmiş enjeksiyonun püskürtme açısının değişimi; alev jeti oluşumunu ve buna bağlı olarak gaz hareketini, alev yayılımını, hava- yakıt karışım oluşumunu, sıcaklık oluşumunu ve ana yanma odasındaki azot oksit oluşumunu doğrudan etkilemektedir. Bu çalışmada 7°, 11°, 14° ve 17° olan 4 farklı enjeksiyon açısını denemiş olup 14° de ki enjeksiyon açısında en uygun NOx emisyon sonuçlarını elde etmişlerdir [26].

Ali, tek silindirli ön yanmalı bir motorda yakıt olarak sıkıştırılmış doğal gaz kullanarak deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Sıkıştırılmış doğalgazın yanma performansının benzine göre daha düşük olduğunu tespit etmiş olup bu çalışmada ön yanma odası kullanılarak bu dezavantajın giderilmesi amaçlamıştır. Deneysel hidrolük dinamometre, yüksek basınç sensörü, krank açısı ölçüm cihazı ve veri aktarma ünitesi kullanmıştır. Çalışma sonucuna göre doğal gaz yakıtının performans değerleri benzin yakıtına kıyasla yüksek yüklerde daha büyük mekanik verime sahip iken aradaki mekanik verim farkı yük arttıkça azalmaktadır. Bunun yanında ön yanma odası kullanımının silindir içi basıncı, ısı salınımını ve basınç artış oranını düşürdüğünü gözlemlemiştir. Çalışma sonucuna göre sıkıştırılmış doğal gaz yakıtının motor performansını 2500 devir/d için en uygun devir olarak etkilediğini belirlemiştir [27].

Roethlisberger and Favrat, içten yanmalı motorlarda skavençsiz ön yanma odasının performansını araştırmışlardır. Çalışmalarında başta CO olmak üzere egzoz gazı emisyonlarını düşürmeyi planlamışlardır. Bu çalışmayı 150 kw lık küçük bir motorda gerçekleştirmiş, ön yanma odasına soğutma kanalları yerleştirmiş ve silindir kafalarını kendi çalışmalarına uygun hale getirmişlerdir. Doğrudan ateşleme ile oluşan zayıf yanma ile ön yanma odasının geometrik değişimi üzerinde çalışmışlardır. Çalışma sonuçlarına göre ana yanma odasında oluşan gaz jetleri ve ön yanma odasının güçlendirilmesi daha yoğun ve daha hızlı bir yanma süreci oluşturmuştur. Ön yanma odasının kullanımının NOx emisyonlarının aynı kalması durumunda CO ve toplam hidrokarbon emisyonlarının önemli ölçüde düştüğünü belirlemişlerdir. Ayrıca yanma bölgelerinde daha fazla türbülans oluşumu emisyonlara etki etmezken yakıt tüketimini olumlu bir şekilde etkilemiştir [28].

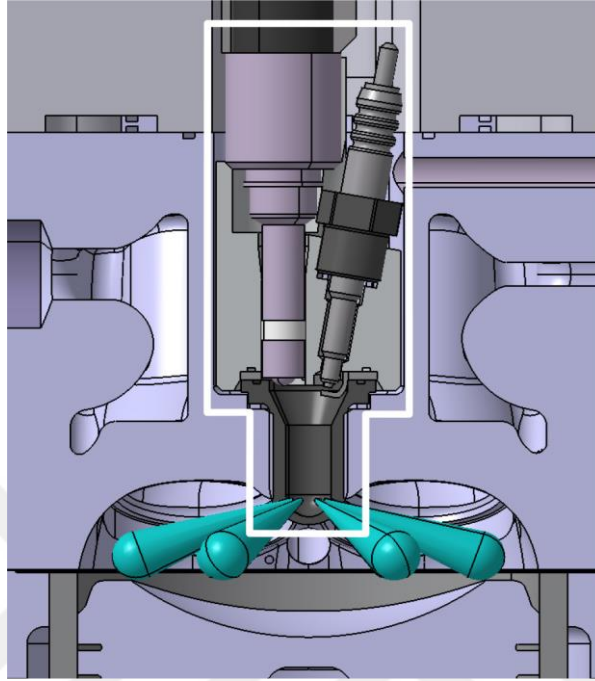
Esfahanian vd. klasik sıkıştırma ateşlemeli, ön karışimli sıkıştırma ateşlemeli sistemlerdeki yanma optimizasyonunu incelemişlerdir. Ön karışimli durumlarda karşılaştıkları en büyük dezavantaj eksik yanma ve bunun sonucunda ortaya çıkan yüksek karbon monoksit emisyonu olmuştur. Doğal gaz gibi yüksek oksan numarasına sahip yakıtlar kullanıldığında bu durum daha ciddi bir hal almaktadır. Sayısal model deneysel verilerle doğrulanmış ve yanma karakteristikleri ve motor emisyonları belirlenmiştir. Sonuçlara göre en erken yanma ön karışım yapılan tipinde gerçekleşmiştir. Yakıt eşdeğerlik oranının 0.1 olduğu zayıf yanma durumlarında giriş sıcaklığının 450 K'nin altına düştüğü ve bu nedenle kötü yanma ve emisyon artışı gözlemlenmiştir [29].

Almansour vd. tek silindirli ön yanma odasına sahip doğal gazlı bir motorda lazer ateşleme kullanılarak zayıf yanma koşullarındaki verim düşüşünün sebeplerini belirlemeyi amaçlamışlardır. Sırasıyla klasik buji ateşleme sistemi, tek noktalı lazer ateşleme sistemi ve ön yanma odalı lazer ateşleme sisteminin kullanıldığı test düzeneğinde 1.54, 1.58, 1.65, 1.68, 1.7 ve 1.75 gibi farklı hava fazlalık katsayıları ile belirli güç değerleri elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre zayıf yanma koşullarında alev hızı azalmış olup bu durumu telafi etmek amacıyla ön yanma odası kullanılmış ve daha hızlı bir yanma gerçekleşmesi sağlanmıştır. Ön yanma odasının kullanıldığı sistemin diğer iki sisteme göre özellikle güç ve ısı salınım performanslarında büyük bir farkla daha verimli olduğu gözlemlenmiştir [30].

Salahi vd. ön yanma odasına sahip tek silindirli doğal gaz ve dizel yakıtıyla çalışan bir motor için çok boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiğini kullanarak motor performans değerlerini sayısal olarak belirlemişlerdir. Karışık yakıt kullanımında; eşdeğerlik oranı arttıkça motor verimi ve NO emisyon miktarı artarken, CO ve yanmamış hidrokarbon emisyon miktarları ve alev yayılma hızında azalma görmüşlerdir [31].

Baumgartner vd. tek silindirli su soğutmalı ve ön yanma odalı 0.5 litrelik motorda metan gazı kullanarak deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Ön yanma odasında oluşan alev farklı açılara sahip kanallar yardımıyla ana yanma odasına göndererek yaptıkları değerlendirmede bu kanallardan eğik olanlar yanal duvarlara çarptığında soğuma gerçekleştiği, dik olarak gelen alevin yanma açısından en faydalı olduğu

belirlemişlerdir. Bu kanallar Şekil 1. 4' te gösterilmiştir. Ayrıca genişletilmiş duvarlara sahip yanma odasının ve NOx emisyonlarını düşürebilmek için yüksek hava oranı kullanılması gerektiğini tespit etmişlerdir [32].



Şekil 1. 4 Silindir kapağının kesit görünüşü, ön yanma odası, enjektör ve buji [32]

Zhand vd. tek silindirli doğalgazla çalışan büyük bir motorda ön yanma odasının kullanılmasının performansa etkisini incelemişlerdir. Ön yanma odasından kaynaklı bir enerji kırılmasından bahsetmiş olup bu durumunu toplam verimi düşürdüğünü belirlemişlerdir. Ayrıca ön yanma odasının kullanılması ve yüksek devirlerde termal verimin artacağı tespit edilmiş olup, giriş sıcaklığının artırılmasının, enerji kırılmasındaki düşüşün, yüksek hava oranının ve yüksek Miller derecesinin hidrokarbon emisyonlarını düşüreceğini belirtmişlerdir [33].

Akhtar vd. ateşleme prosesinde farklı karışım oranlarının ve ön yanma odası geometrilerinin etkilerini incelemişlerdir. Bu ön yanma odalarına ait boğazların dairesel ve kesik şekillerini incelemişler ve kesit alanları aynı iken kesik kesitlerde alev yayılımının daha erken gerçekleşebileceğini belirlemişlerdir. Bunun yanında doğalgazın düşük maliyetli olması, yeterli rezerve sahip olması ve karbon emisyonları açısından tercih edilebilirliğini vurgulamışlardır [34].

Dahiya ve Sahdev, hava sıkıştırmalı doğal gazla çalışan bir motorda giriş havasını ısıtmak amacıyla bir ön yanma odası tasarlamışlardır. Ön yanma odasındaki kütle miktarı arttıkça ısı salınımı alevin yayılma hızı ve toplam basınç artmıştır. NOx emisyonlarının neredeyse sifıra yaklaştığı bu çalışmada tek silindirli bir motorda 1500 devirde genel verimlilik %56 ve fren çıkış torku 6.62 Nm olarak hesaplanmıştır [35].

Syrovatka vd. ön yanma odasına sahip tek silindirli ve doğal gazlı silindir çapı 102 mm, strok uzunluğu 120 mm olan bir motorda deneysel olarak çalışmışlardır. Ansys Fluent yazılımı kullanılarak hesaplamaları yapılmış, hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Ön yanma odasının geometrik yapısını bu simülasyonlar sonunda netleştirmişler, yaptıkları deneylerle simülasyon sonuçlarını karşılaştırmışlardır [36].

Couto vd. yanma kalitesini geliştirerek motor endüstrisine katkıda bulunmak amacıyla bir literatür çalışması yapmışlardır. Bu çalışmada ön yanma odasının kararlı bir yanma sağlayacağını, zayıf yanmayı engelleyebileceğini, NOx emisyonlarını önemli ölçüde düşürürken hidrokarbon emisyonlarını arttıracaklarını belirlemişlerdir. Yapılan çalışmalarda genellikle ön yanma odasının hacmi ve boğaz çaplarının geometrilerine dayalı olmak üzere ana iki bölüme ayrıldığını, delik çapları düştükçe yanma hızının arttığı ve ateşleme süresinin kısaldığını belirtmişlerdir [37].

1.2 Tezin Amacı

Benzin ve dizel yakıtlarıyla çalışabilen tek silindirli bir motorun sıkıştırılmış doğal gaz yakıtı ile çalışır hale getirilmesi ve stasyonier şartlarda çalışabileceği performans aralıklarının değerlendirilmesi amaçlanmaktadır. Alternatif yakıtların başında gelen doğal gaz yakıtının kullanılması sonucunda elde edilecek motor performans değerleri belirlenip farklı devirlerde ve farklı yük durumlarında yakıt tüketim miktarının optimizasyon koşulları araştırılmaktadır.

1.3 Hipotez

Doğalgaz yakıtının stasyonier çalışma şartlarında kullanılabileceği ve optimal motor hızının belirlenebileceği öngörülmüştür. Bu kapsamda benzin yakıtının yerine doğal gaz

Yakıt kullanılması ve yakıt tüketim miktarları ve alternatif yakıtlara yönelme katkı sunacağı düşünülmektedir.



İÇTEN YANMALI MOTORLAR

1800'lü yılların sonlarına doğru içten yanmalı motorların tasarlanıp geliştirilmesiyle toplumun büyük bir kısmını ilgilendiren sanayi gelişimi açısından büyük ilerlemeler kaydedilmiştir. Örneğin taşımacılık sektöründe otomobil, kamyon, tren ve uçakların bu gelişmeler sayesinde ortaya çıktığı görülmüştür [38]. Enerji sektöründeki bu gelişmeler özellikle taşıt motorlarının ihtiyacını karşılayabilecek, çevre dostu ve yenilenebilir alternatif yakıtların araştırılmasını gündeme getirmiştir.

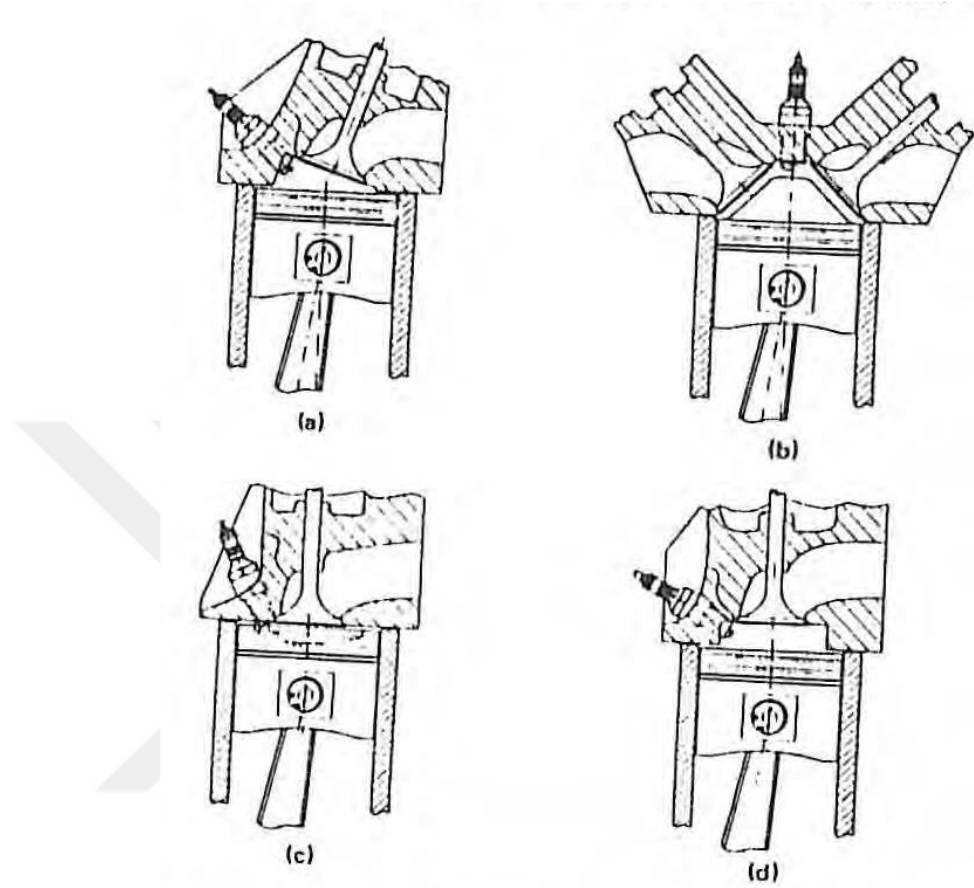
Motor endüstrisi geçmişten bu güne kadar temel enerji kaynağı olan kömürden petrole doğru bir yönelim gerçekleştirmiştir. Günden güne gelişen teknoloji, ulaşım ağları ve nüfus yoğunluğunun artmasıyla birlikte, 21. yüzyılın sonlarında hava, deniz ve kara taşıtlarında petrol kullanma ihtiyacı oldukça artmıştır. Zamanla artan enerji ihtiyacı, azalan rezervler motor endüstrisinin alternatif yakıt arayışına girmesine neden olmuş ve bu durum sonucunda doğalgaz yakıtı önemli bir araştırma ve çalışma alanı haline gelmiştir.

İçten yanmalı motorlar yakıtın sahip olduğu kimyasal enerjiden mekanik güç üreten yakıtı motorun içinde yakan sistemlere denilmektedir. Bu motorlarda yakıt ve hava karışımının silindir içerisinde reaksiyona girmesiyle elde edilen güç motorun mekanik bileşenlerine iletilir [39]. Bu sayede kimyasal enerjiden mekanik enerji elde edilmiş olunur.

2.1 Buji Ateşlemeli Motorlar

Kıvılcım ateşlemeli motorlar olarak da bilinen bu motorlarda yanma olayı kıvılcım vasıtasıyla gerçekleştirilir. Ateşleme sistemi yardımıyla bujinin uç kısmında bulunan

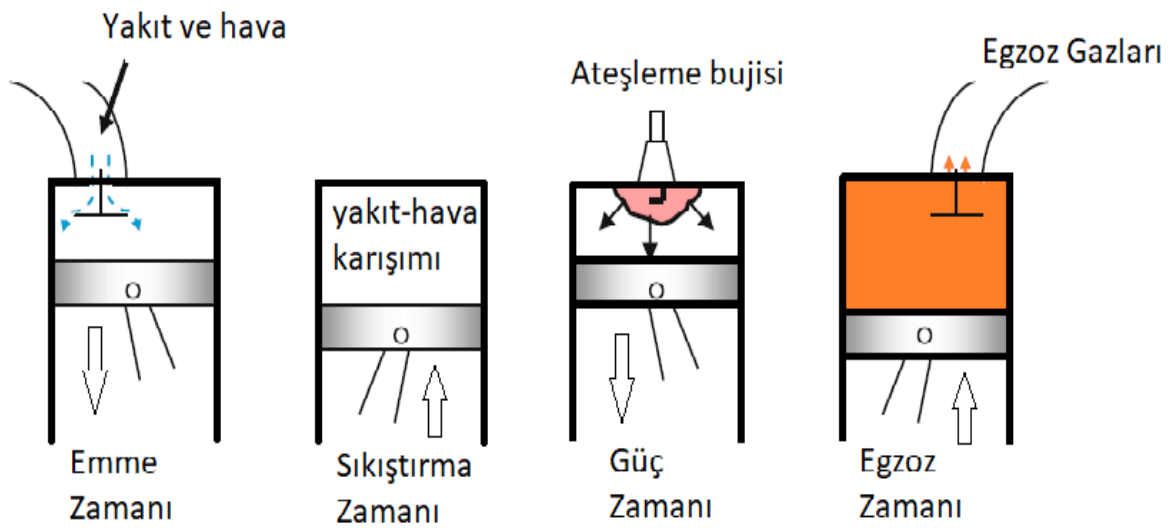
elektrotlar arasında kıvılcım oluşturulur [40]. Emme supabı aracılığıyla yanma odasına alınmış, bir önceki çevrimden kalmış atık gazlarla da karışmış ve yoğunlukla buji etrafında bulunan hava yakıt karışımının tutuşması bu kıvılcım sayesinde sağlanır.



Şekil 2. 1 Buji ateşlemeli motorlar farklı buji konumları [41]

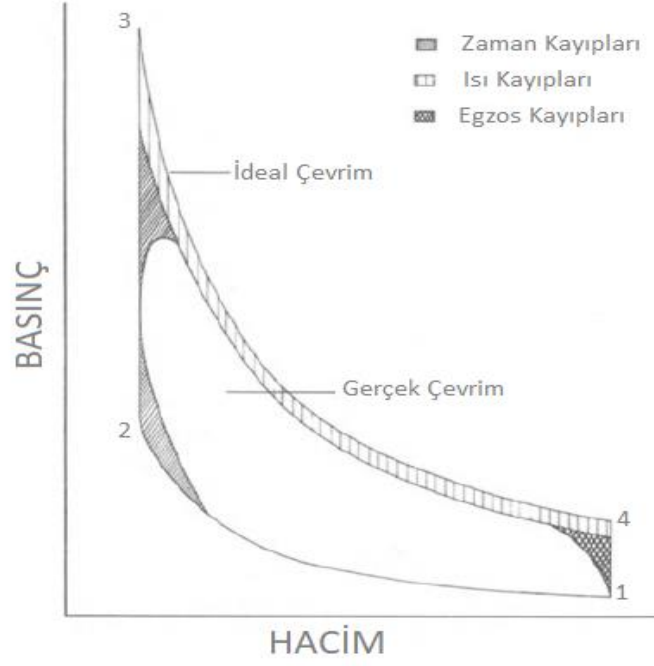
İçten yanmalı motorların büyük bir kısmı Şekil2. 2 de görüldüğü üzere 4 farklı zamandan oluşan bir çevrim prensibine göre çalışır. Her bir çevrim esnasında piston yanmayla elde edilen gücü krank miline ileterek 2 tur dönmesini sağlamaktadır. Emme stroku piston üst ölü noktadayken başlar ve alt ölü noktaya ilerleyinceye kadar silindir içerisine havanın ve enjektörden püskürtülen yakıtın girmesi sağlanır. Sıkıştırma stroku içeri alınan bu hava yakıt karışımının supapların kapalı olması durumunda sıkıştırılması gerçekleşir. Atık egzoz gazlarından, havadan ve yakıttan oluşan bu karışım Piston tekrar üst ölü noktaya ulaştığında sıkıştırma prosesinin sonuna gelinir. Sıcaklığı ve basıncı yükselmiş karışıma bir buji vasıtasıyla ateşleme yapılarak tutuşması gerçekleşir. Güç stroku da denilen yanmanın başladığı bu evrede silindir içerisinde türbülansla birlikte alev miktarı giderek artar ve yanma odasının duvarına ulaşıncaya kadar yanma devam

eder. Artan basınç piston yüzeyine bir kuvvet uygulayarak piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru ilerlemesini sağlar. Piston alt ölü nokta konumuna geldiği zaman yanma tamamlanmış olur ve silindir içerisindeki yanmış gazların dışarı atılması için egzoz supapları açılır. Piston üst ölü noktaya ilerlerken atmosfer basıncından yüksek olan egzoz gazları yüksek basınçtan düşük basınca doğru hareket eder ve silindir içindeki yanmış gazlar egzoz stroku boyunca dışarı atılır[42]. Piston üst ölü noktaya ulaştığında 4 farklı proseten oluşan bir çevrim oluşur. Bu çevrim esnasında krank milinin 2 tur (720°) dönmesi gerçekleşmiş olur.



Şekil 2. 2 4 zamanlı buji ateşlemeli bir motor çevrimi [42]

Gerçek çevrimde ideal çevrime kıyasla zaman kayıpları, ısı kayıpları ve egzoz kayıpları belirtilmiştir. Hızlı yanmadan kaynaklı yetersiz yanma sonucu oluşan kayıplar zaman kayıpları, ısı transferi nedeniyle oluşan kayıplar ısı kayıpları ve egzoz supabının açılma zamanının optimize olmayışı açısından oluşan kayıplara da egzoz kayıpları denilmektedir. Şekil 2. 3 de görülen basınç hacim diyagramında benzinli bir motora ait gerçek ve ideal çevrimler gösterilmiştir. Bu kayıplar potansiyel olarak azaltılabilir olsa da deneysel çalışmalar, çevrim kayıplarının tümüyle ortadan kaldırılmasının motor verimliliğine % 20'den daha az kazanç sağlayacağını göstermiştir [43].



Şekil 2. 3 Benzinli bir motora ait çevrim kayıpları [43].

2.2 Sıkıştırılmış Doğalgaz Yakıtı

Bir gaz karışımından oluşan doğalgaz yakıtı yoğun olarak %60 ile %98 arasında değişen oranlarda metan (CH_4) gazından oluşmaktadır. Metan gazının dışında az miktarda da olsa CO_2 , N_2 ve diğer gaz karışımlarını da içermektedir. Doğalgaz yakıtı farklı basınç ve farklı sıcaklıklarda değişik fazlarda bulunabilir. Buna örnek olarak; $-160\text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklıkta 70-210 kPa arasındaki basınçlarda sıvı halde bulunurken basınç 16 MPa ve 25 MPa arasındaki değerlere çıkarıldığında sıkıştırılmış doğalgaz dediğimiz CNG (Compressed Natural Gas) ye dönüşmektedir [40].

Doğalgazın en büyük avantajlarından biri benzinli motorlarla (Otto) aynı çalışma prensibine sahip olması ve içten yanmalı motorlara ister tek yakıtlı ister çift yakıtlı olarak kolaylıkla entegre edilebilmesidir. 120 gibi yüksek oktan sayısına sahip olması doğalgazın oldukça hızlı bir şekilde yanmasını sağlamakta ve yüksek sıkıştırma oranına sahip motorlarda kullanılabilmesine imkân sunmaktadır. Yine benzin ve dizel yakıtların aksine daha düşük motor emisyon miktarlarına sahip olması çevresel açıdan doğalgazı ön plana çıkarmaktadır. Kömürden üretilabiliyor olması ve rezerv alanın dünyamızın değişik bölgelerinde bulunması bu yakıtın transfer maliyetinin düşürülmesini sağlamaktadır.

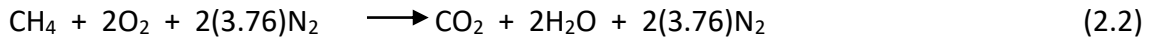
Bunların yanında doğalgaz yakıtının enerji içeriğinin düşük olması, motor performans değerlerini düşürmektedir. Gaz yakıtların volümetrik verimlerinin sıvı yakıtlara göre daha düşük olması, yakıt muhafazasının zorluğu, yüksek basınçlarda bulunan yakıtlarının güvenlik riski, doğalgaz yakıtının düzensiz yanma özelliği doğalgazın dezavantajları arasında kabul edilmektedirler. Ayrıca gaz yakıtların silindir içerisinde sıvı yakıtlara oranla molekül yapısının küçük olmasından kaynaklı segmanların arasına girme ve kısmen de olsa bu bölgelerde yanmaya katılmaları motor ömrünü kısaltmakta ve düzensiz bir yanma gerçekleşmesine neden olmaktadır.

Metanın stokiyometrik oksijenle yanması durumunda kimyasal yanma reaksiyonu şu şekilde gerçekleşir:



Bu reaksiyonda reaktan olarak 1 mol metan ile 2 mol oksijen reaksiyona girerek 1 mol karbondioksit ve 2 mol su açığa çıkarmışlardır.

Atmosferik hava içerisinde molar bazda %78 N₂, %21 O₂, %1 diğer gazları bulundurmaktadır. Dolayısıyla reaksiyona giren her 1 mol O₂ için $\frac{\%79}{\%21}=3.76$ mol reaksiyona girmektedir.



2.3 Stasyonere Şartlar

Kelime anlamı motor literatüründe hareketsiz ya da durağan diye bilinen stasyonere çalışma sabit devirli olarak çalışan sistemler olarak bilinmektedir. Stasyonere çalışan ekipmanlar genellikle elektrik üreten sistemler, pompalar, yerleşik fabrikasyon makinelerden oluşmaktadır. Bu şartlar 21. Yüzyılın başlarında daha yaygın iken günümüzde sabit devirli motorlara yönelim eskiye kıyasla azalmıştır. Bunun en büyük nedeni üretim kuruluşlarının elektrik üretiminden vazgeçip bu enerjiyi satın salmayı seçmeleri olmuştur. Ancak hala önemli miktarda stasyonere çalışma alanları bulunmaktadır.

Stasyonere çalışma şartlarının belirlenebilmesi için istenilen bir frekans değeri için veya istenilen bir yük değeri için yakıt tüketim miktarının en düşük olduğu motor devri

belirlenir. Motor sabit hız durumunda kalacak şekilde çalışması sağlanır. Aynı durum debi miktarının sabit olmasını istediğimiz bir pompa düzeneği içinde geçerlidir.

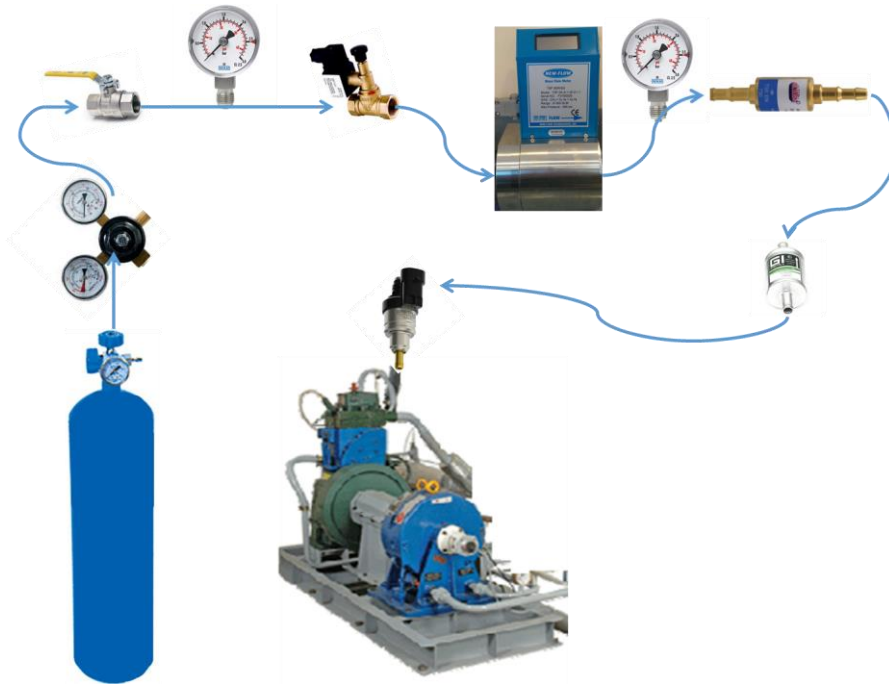


BÖLÜM 3

MATERYAL VE YÖNTEM

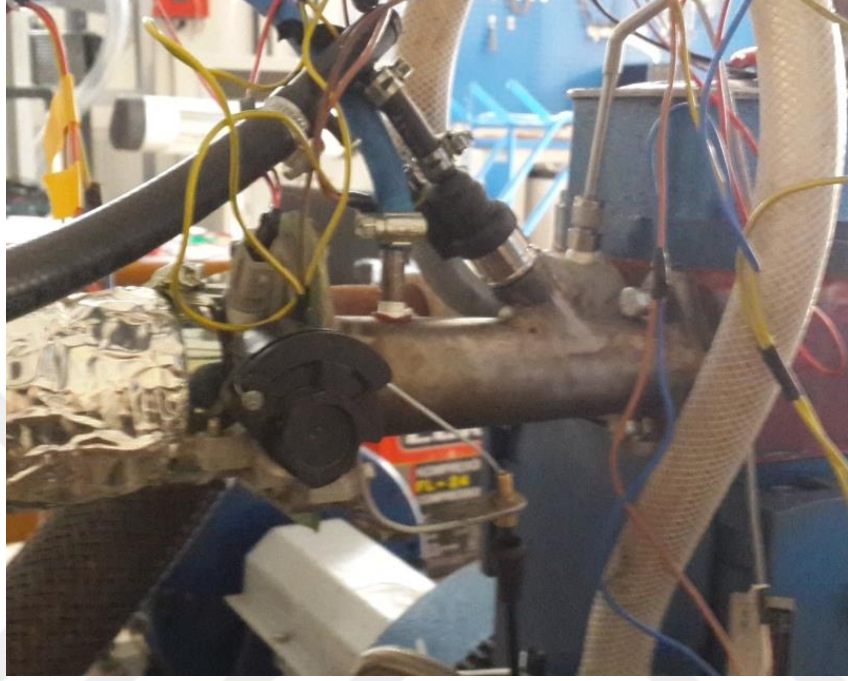
Bu çalışmada; 4 zamanlı tek silindirli, buji ateşlemeli, manifolddan enjeksiyonlu benzinli bir motor CNG yakıtı ile çalışır hale getirilmiştir. Marş motoru yardımıyla ilk hareket sağlanmış, su ile soğutma yapılmış, ateşleme ve enjeksiyon programlanabilir bir elektronik kontrol ünitesi tarafından gerçekleştirilmiştir.

Laboratuvarın dışında bulunan CNG gazının güvenlik açısından kontrolü sağlanmış, sırasıyla regülatörden, kelebek valften, selenoid valften, debi ölçerden, alev geri tepme valfinden ve son olarak gaz filtresinden geçirilerek esnek metal örgülü bir hortum vasıtasıyla kademeli olarak enjektöre iletilmiştir.



Şekil 3. 1 Deney yakıt hattı

Yakıtı yanma odasına gönderme ve burada ateşleme yapılabilmesi için bilgisayar kontrolü yardımıyla elektrik kontrol ünitesine istenilen değerler programlanmıştır. Şekil 3. 2' de gösterilen enjektörün gaz sızdırmadan 5 ile 10 bar arasındaki basınç değerlerine dayanabileceği manifold üzerine uygun bir şekilde yerleşebileceği manifold tasarlanarak imal edilmiştir.



Şekil 3. 2 İmal edilmiş manifold düzeneği

3.1 Deney motorunun teknik özellikleri

Tek silindirli, 4 zamanlı su soğutmalı Eddy akımlı ve yük yükleme özellikli dinamometreye sahip bir motor olan deney motoru çok yakıtlı olarak çalışabilmektedir. Çalışma modu dizel yakıtından benzine ya da tam tersi olarak değiştirilebilmektedir. Her iki yakıt modundayken bile sıkıştırma oranı motoru durdurmak kaydıyla yanma odası geometrisi değiştirmeden silindir bloğu ayarlanabilir bir şekilde tasarlanmıştır. 4 zamanlı, tek silindirli, su soğutmalı motora ait bazı özellikler Çizelge 3. 1'te verilmiştir.

Hava debisi, soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları, silindir içi sıcaklık ve basınç değerleri okunabilmektedir. Deney düzeneği dahilinde; yakıt ölçüm ünitesi, yakıt tankları, soğutma suyu debisi, ateşleme için marş motoru, motorun çalışma devrinin okunabileceği ve sisteme hava göndermek için bir hava tankı bulunan bir gösterge

paneli bulunmaktadır. Aynı panel üzerinde dinamometreye yükleme yapıldığında motor üzerine binen yük miktarı da belirlenebilmektedir.

Çizelge 3. 1 Deney Motorunun Teknik Özellikleri

Motor	Tek silindirli, 4 zamanlı, buji ateşlemeli ve su soğutmalı
Ürün kodu	240PE
Güç	3.5 kW
Strok boyu (L)	110 mm
Silindir Çapı (D)	88 mm
Kapasite	661 cc
Dinamometre kolu uzunluğu	185 mm
Dinamometre	Eddy akımlı, su soğutmalı ve yük yüklenebilir
Piezo sensör	345 bara dayanıklı
Veri toplama Cihazı	NI USB-6210, 16-bit, 250kS/s.
Piezo Güç Ünitesi	Make-Cuadra, Model AX-409.
Dijital voltmetre	Range 0-20V, panele montajlı
Yük indikatörü	Dijital, 0-50 Kg, Supply 230VAC
Yük Sensörü	Load cell, gerinim ölçer, 0-50 Kg
Hava akış transmitteri	Basınç transmitteri, 250 mm WC

3.1.1 Silindir içi basınç verilerinin alınması

Silindir içi basınç verileri yanma odasına yerleştirilmiş bir basınç algılayıcı sensör yardımıyla pano üzerinde bulunan basınç amplifikatörüne aktarılmaktadır. Basınç sensörü yanma çevrimi boyunca 12 mV'luk sinyaller üreterek algıladığı verileri pano üzerine yerleştirilmiş amplifikatörde işleyerek bilgisayara iletmektedir.



Şekil 3. 3 Basınç sensörü

3.1.2 Krank mili açısının ve üst ölü nokta sinyalinin alınması

Krank mili konum sensörü, motor devrini ve krank mili açisal pozisyonunu belirleyerek ECU ya iletir. Anlık olarak motorun devir bilgisini ve pistonun tam olarak hangi konumda olduğunu (ÜÖN veya AÖN) elektronik kontrol ünitesine (ECU) iletir. Motor devir sensörüne; üst ölü nokta sensörü, krank mili pozisyon sensörü, krank mili konum sensörü de denilmektedir. Krank mili sensöründen alınan veriler sayesinde pistonun konumu belirlenmekte ve buna uygun yakıt püskürtme ve ateşleme zamanlaması ayarlanabilmektedir.



Şekil 3. 4 Krank sensörü ve 12 dişten oluşan şaft

Ateşleme ve enjeksiyon yapılabilmesi için motora uygun krank ve kam dişlileri imal edilmiş, bu dişliler üzerine konan sensörler yardımıyla elektrik kontrol ünitesine sinyaller gönderilerek uygun zamanda ateşleme ve enjeksiyon yapılmıştır. Şekil 3. 4' te gösterilen krank sensörü ve 12 dişten oluşan şaft deney düzeneği üzerine konumlandırılmıştır. Sensör ilk gördüğü dişi referans kabul ederek ms boyutuna zaman ayarının yapılmasına ve ayarlanabilir ateşleme ve enjektör zamanına imkân sunmaktadır.



Şekil 3. 5 Kam sensörü ve kam dişlisi

Şekil 3. 5' te kam dişlisi ve üzerine entegre edilmiş cam sensörü görülmektedir. Kam sensörü dişlideki çıkıntıyla karşılaştığında bu konumu sente durumu olarak ayarlamakta, pistonun AÖN veya ÜÖN' da olduğu belirlenebilmektedir.

3.1.3 Veri Toplama ve İşleme Sistemi

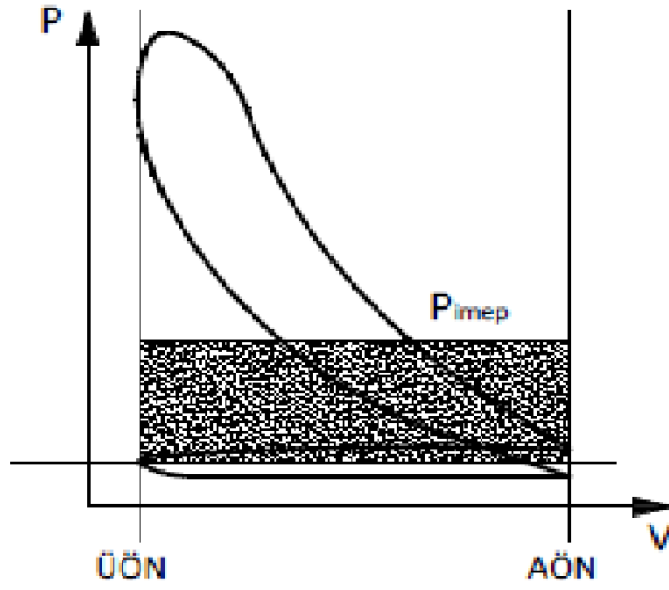
Torkmetre, şaft kodlayıcı ve silindir içi basınç sinyallerini eş zamanlı olarak kaydedebilmek için deney düzeneği üzerinde bulunan sensörlerin bağlandığı elektronik kontrol ünitesi kullanılmıştır. Bu kontrol ünitesinin üzerinde bulunduğu pano vasıtasıyla motor devri, motor gücü, motor yükü, basınç verileri elde edilmiştir.



Şekil 3. 6 Deney düzeneği ve pano

3.2 Motor Performans Değerlerinin Hesaplanması

Silindir içi basınç, genellikle piezoelektrik basınç detektörleriyle ölçülür. Mini volt olarak elde edilen gerilim bir amplifikatör vasıtasıyla oransal olarak yükseltilir. Aynı zamanda basınç verisi ile eş zamanlı olarak alınan krank açısı ve ÜÖN verileri ile birlikte alındığında Şekil 3. 7' de verilen kapalı indikatör diyagramı elde edilir.



Şekil 3. 7 Kapalı indikatör diyagramı [44]

3.2.1 Yakıt Debisinin Ölçülmesi

Deney düzeneğinde NEW FLOW marka, TSF-04A1W211 tipinde ve maksimum çalışma basıncı 500 psi (34.473 bar) olan debimetre vasıtasıyla sisteme birim zamanda gönderilen yakıt miktarı belirlenmektedir. Bu miktar;

$$M_{cng} = \frac{\dot{m} \times \rho_{cng} \times 60}{1000} \quad (3.1)$$

ile hesaplanmıştır.



Şekil 3. 8 Debimetre

Debimetreden okunan değerler, stasyonær şartta çalışan motorun farklı yükleme durumlarında değişmektedir. Devir sabit tutularak yük miktarı arttırılarak sabit devir ve değişmeyen yük şartlarında çalışabilmesi için gerekli yakıt miktarı elektronik kontrol ünitesi yardımıyla belirlenerek yanma odasına gönderilmiştir. Yeterli süre bekleyerek yük, devir ve yakıt tüketim miktarının değişmez olduğu bir durumda debimetreden okunan veriler kayıt altına alınarak yakıt tüketim miktarı hesaplanmıştır.

3.2.2 Hava Debisinin Ölçülmesi

Yakıt/ hava oranının belirlenebilmesi için hava miktarının da bilinmesi gerekmektedir. Pano üzerinde bulunan hava tankına bağlı bir devre ile manifold arasındaki bağlantıya yerleştirilmiş bir gaz kelebeği vasıtasıyla manifolda ve dolayısıyla silindire gönderilen hava miktarı ayarlanabilmektedir.

$$M_{hava} = C_d \times \frac{\pi}{4} \times D^2 \times \sqrt{2g \times h_{su} \times \frac{\rho_{su}}{\rho_{hava}}} \times \rho_{hava} \times 3600 \quad (3.2)$$

$$\rho_{hava} = \frac{P_{atm}}{R \times T} \quad (3.3)$$

3.2.3 Hava Yakıt Oranının Hesaplanması

İçten yanmalı motorlarda yapısında hidrokarbon bulunan bir yakıtın yapısında oksijen bulunan hava ile yakılması sonucunda motora enerji girişi sağlanmaktadır. Yanma esnasında gerekli olan oksijeni sağlamak için içeriye alınan hava ve yakıtın yanma reaksiyonuna girebilmesi için gerekli miktarda hava ve yakıt mevcut olmalıdır. Hava-yakıt oranı bu yanma reaksiyonundaki karışım oranını belirtmektedir.

$$\frac{H}{Y} = \frac{M_{hava}}{M_{cng}} \quad (3.4)$$

3.2.4 Hava Fazlalık Katsayısı

Hava fazlalık katsayısı silindir içine alınmış gerçek Hava yakıt oranının, stokiyometrik hava/yakıt oranını ifade eder. Doğal gaz yakıtının tamamının yanabilmesi için gerekli olan havanın molekül ağırlığının (274.56), Metan gazını Molekül ağırlığına (16) oranı bize 17.16 olan stokiyometrik oranı vermektedir.

$$\lambda = \frac{\left(\frac{H}{Y}\right)_{gerçek}}{\left(\frac{H}{Y}\right)_{stokiyometrik}} \quad (3.5)$$

3.2.5 Eşdeğerlik Oranı

Stokiyometrik hava-yakıt oranının silindire alınan gerçek hava- yakıt oranına, başka bir deyişle hava fazlalık katsayısı λ' nın tersine denilmektedir.

$$\phi = \frac{1}{\lambda} \quad (3.6)$$

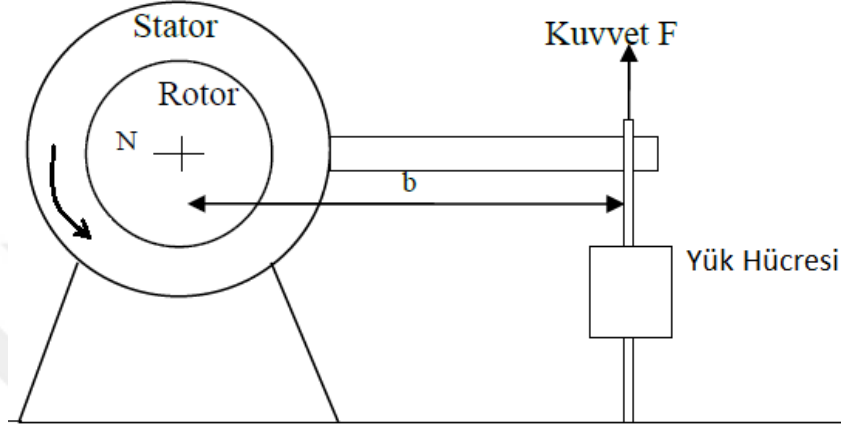
3.2.6 Motor Fren Gücünün ve Motor Torkunun Hesaplanması

Motor sabit devirde çalışırken dinamometrede manyetik alan oluşur. Motora yükleme yapılacağı zaman oluşan bu manyetik alanın tersi yönde başka bir manyetik alan oluşur. Bu esnada yük, güç ve tork değeri okunabilmektedir.

Dinamometre ekipmanının içinde bulunan rotora belli bir mesafede etkiyen değişken kuvvetler sayesinde tork ölçümü yapılmaktadır. Şekil 3. 9' da gösterildiği üzere Motor tork değeri;

$$T = g \times Y \times b \quad (\text{Nm}) \quad (3.7)$$

olarak hesaplanabilmektedir.



Şekil 3. 9 Dinamometrenin çalışma prensibinin gösterimi [39]

$$Bp = \frac{2 \times \pi \times N \times T}{60000} \quad (\text{kW}) \quad (3.8)$$

3.2.7 Ortalama Fren Efektif Basıncın Hesaplanması

Ortalama fren efektif basıncı, güç stroku boyunca piston üzerinde etkili olduğu düşünölen bir kuvvetin devir sayısı ve motor zamanına bağlı olarak piston alanına oranı olarak tanımlanan bir basınç olarak bilinmektedir. Bmep olarak adlandırılan bu basınç değeri ampirik bir ölçü olup motor ekipmanlarını kontrol etmede ve motor boyutlarını belirlemede fayda sağlamaktadır.

$$Bmep = \frac{Bp \times 60}{\frac{\pi}{4} \times D^2 \times L \times \frac{N}{2} \times 100} \quad (\text{bar}) \quad (3.9)$$

3.2.8 Özgül Yakıt Tüketiminin Hesaplanması

Motor testlerinde kütleli ölçen debimetreden birim zamanda geçen yakıt miktarının bilinmesiyle yakıt sarfiyatı belirlenebilir. Güç çıktısına göre kütle miktarı özgül yakıt sarfiyatını verecektir.

$$bsfc = \frac{M_{cng}}{Bp} \text{ (kg/kWh)} \quad (3.10)$$

3.2.9 Isıl verim

Motor milinden alınan gücün, silindire verilen toplam enerjiye oranına ısı verim denilmektedir.

$$\eta_e = \frac{Bp}{\frac{M_{cng}}{3600} \times LHV} \quad (3.11)$$

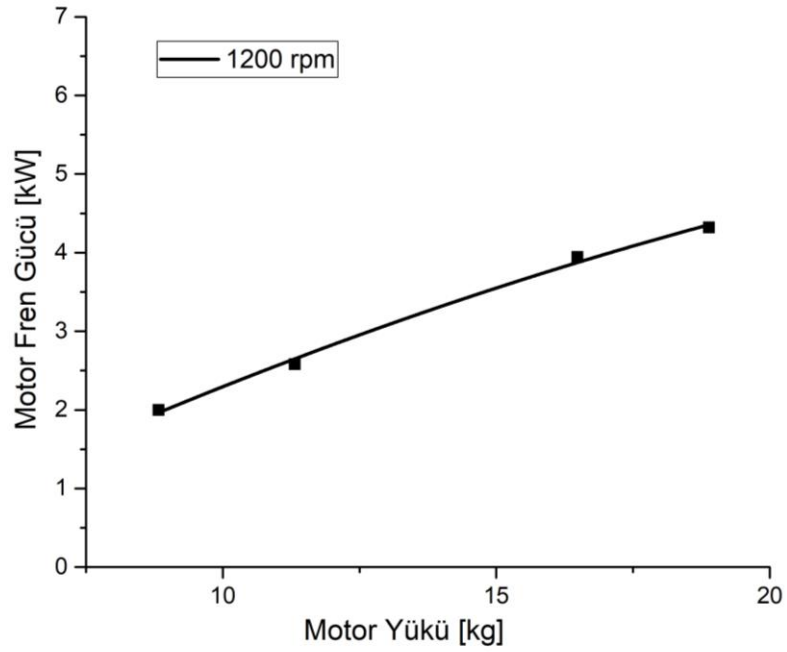
3.2.10 Volümetrik Verim

Yanma prosesi sonunda sıcaklık ve kayıplardan kaynaklı silindir içerisinde yanmamış gazların miktarı kadar yanma odasına giren taze hava veya yakıt hava karışımı miktarı az olacaktır. Volümetrik verim, silindir içerisinde alınan gerçek hava veya yakıt-hava miktarının, teorik olarak (ideal durum için) alınabilecek hava veya yakıt-hava miktarına oranıdır[45].

$$\eta_v = \frac{M_{hava}}{\frac{\pi}{4} \times D^2 \times L \times \frac{N}{2} \times 60 \times \rho_h} \times 100 \quad (3.12)$$

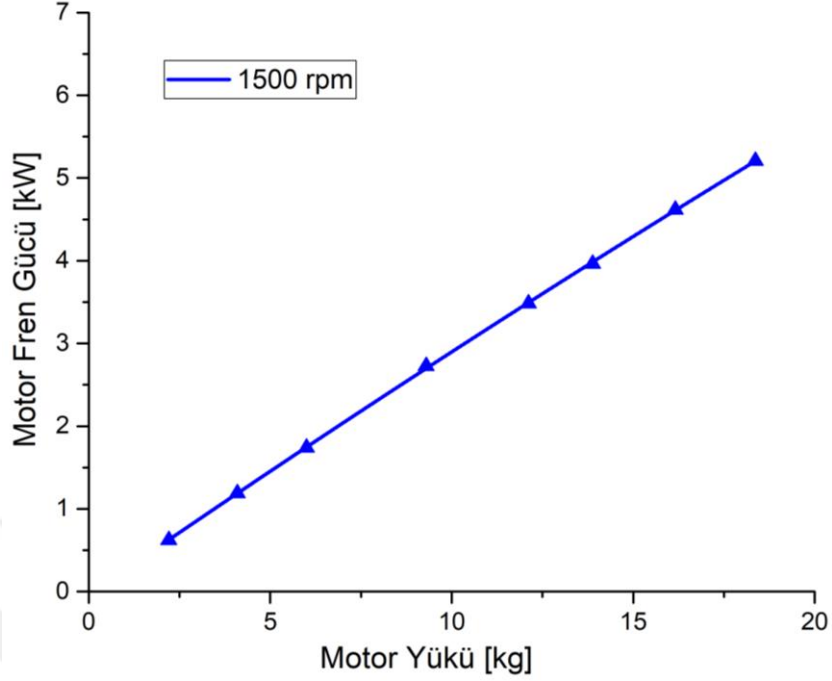
ARAŞTIRMA SONUÇLARI

Tez çalışmasının bu bölümünde deneysel çalışmalar sonucunda sırasıyla 1200, 1500 ve 1800 devir/d da elde edilen veriler belirtilmiştir. Bu stasyonel şartlarda farklı yük miktarlarındaki güç, basınç, yakıt tüketim miktarları, volümetrik verim, ısı verim, hava fazlalık katsayısı, eşdeğerlik oranlarına bağlı veriler sunularak değerlendirilmeler yapılmıştır.



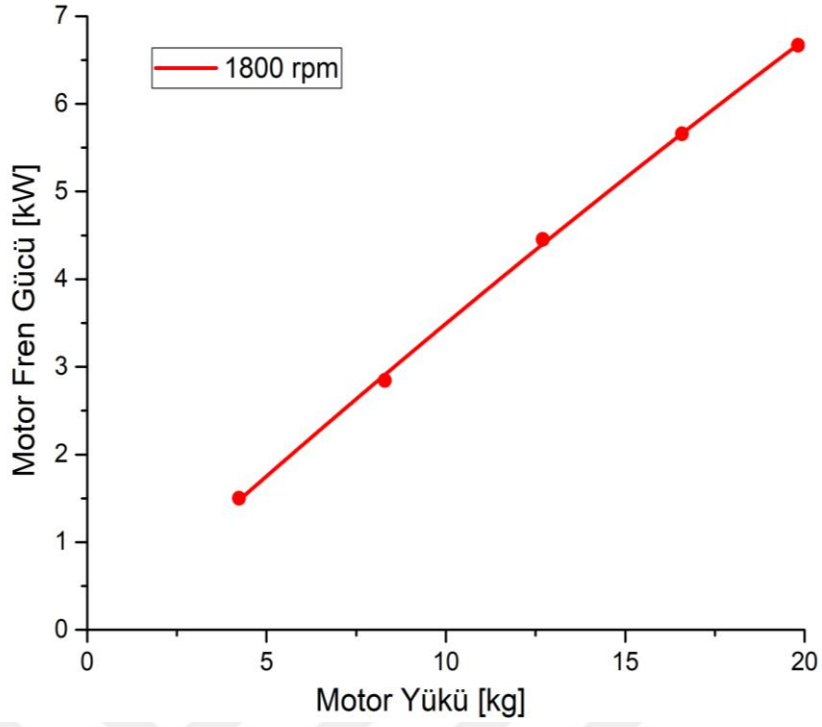
Şekil 4. 1 1200 devir/d için motor yüküne bağlı motor fren gücü değişimi

1200 devir de iken alınan 4 farklı yük değeri Şekil 4. 1 de gösterilmiştir. Motor Fren gücü (Bp), motor yükü arttıkça artmıştır.



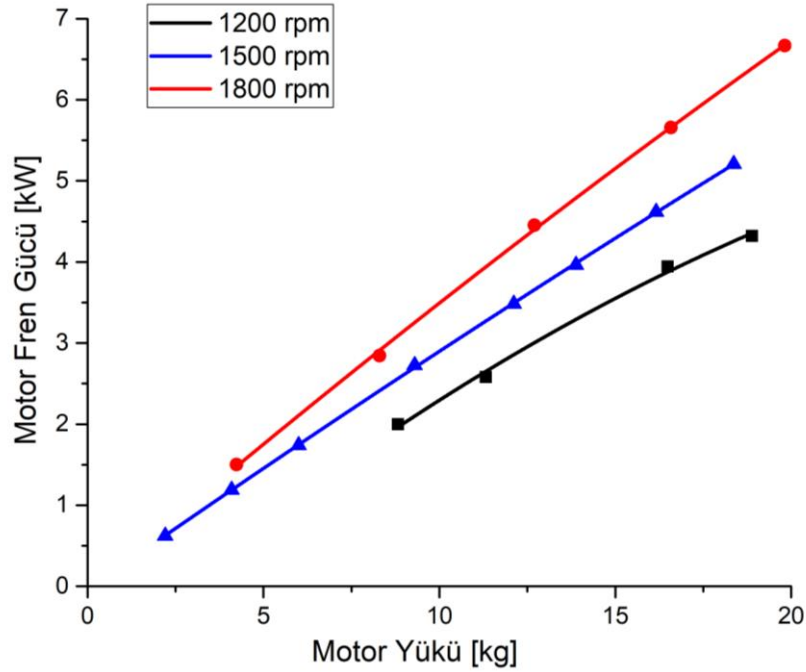
Şekil 4. 2 1500 devir/d için motor yüküne bağlı motor fren gücü değişimi

Deney motoru 1500 devir/d ile çalışırken 8 farklı yük durumunda elde edilen motor fren gücü ve motor yükü değerleri Şekil 4. 2'de gösterilmiştir. Her iki parametrede de birbirine bağlı olarak bir artış gözlemlenmiştir. Stasyonier şartlardan biri olarak kabul edilmiş olan 1500 devirde motor fren gücünde 0.6 kW'dan 5.2 kW' ya kadar bir artış gözlemlenmiştir.



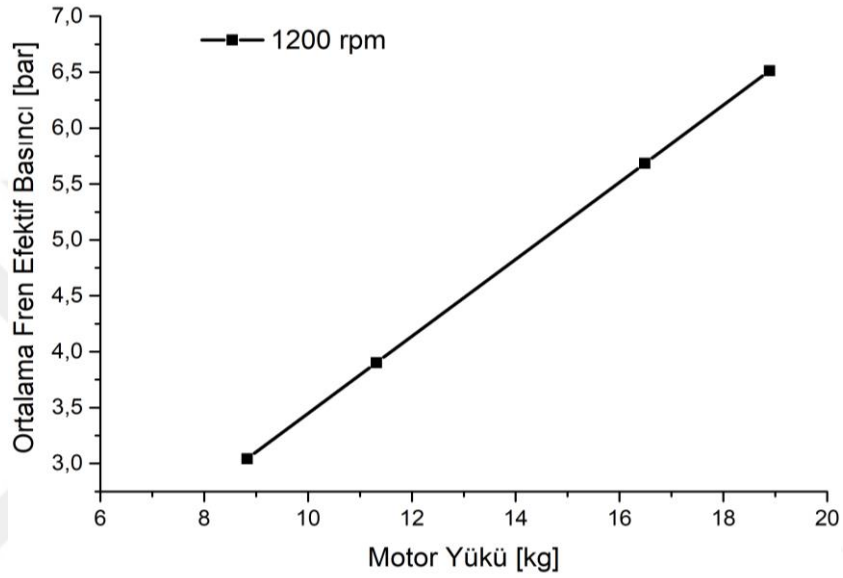
Şekil 4. 3 1800 devir/d için motor yükü-motor fren gücü değişimi

Şekil 4.3' te gösterildiği üzere 1800 devir/d için 4.2 kg ile 19.8 kg arasında değişen motor yükü durumlarında elde edilen motor fren gücü oranları belirtilmiştir.



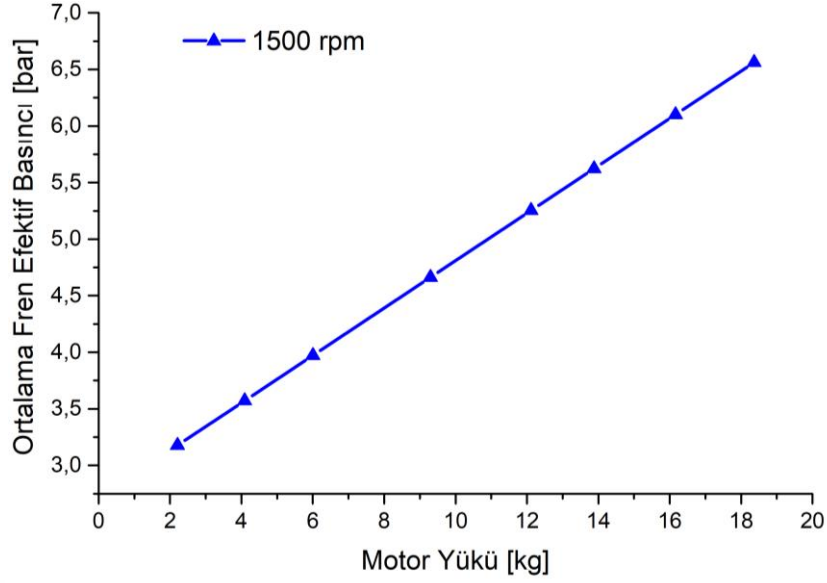
Şekil 4. 4 Farklı stasyoner şartlarda Motor Fren Gücü-Motor Yüğü değişimi

1200, 1500 ve 1800 devir/d için motor yüküne bağlı motor fren gücü değişimi Şekil 4. 4' te gösterilmiştir. Buna göre aynı yük şartlarında devir arttıkça daha yüksek motor fren gücüne ulaşılmaktadır. Düşük motor yüklerinde motor fren güç değerleri birbirine oldukça yakın iken motora bindirilen yük miktarı arttıkça aynı motor yükleme durumu için yüksek devirlerde elde edilen güç miktarının daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. 1800 devir/d' da artış miktarı daha fazla, 1500 devir/d' da sabit ve 1200 devir/d' da daha düşük olduğu görülmüştür.



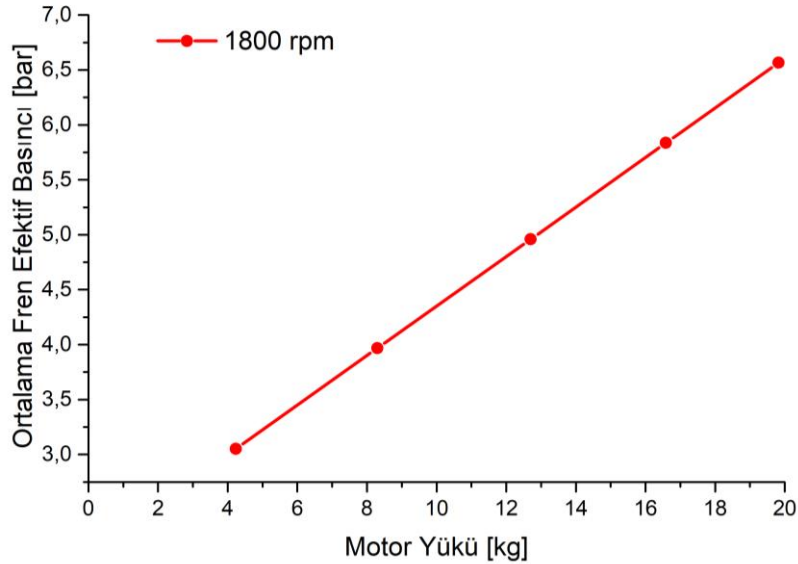
Şekil 4. 5 1200 devir/d için motor yüküne bağlı ortalama fren efektif basıncı (bmep) değişimi

Şekil 4. 5'te motor hızı 1200 devir/d iken motor gücüne bağlı ortalama efektif basıncı verilmiştir. Buna göre motor yükünün arttığı durumlarda efektif basıncın da arttığı gözlemlenmiştir.



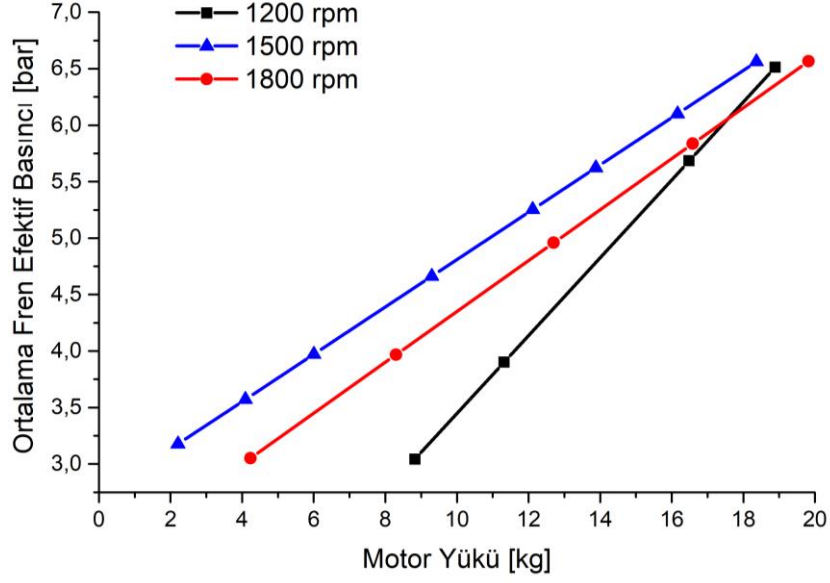
Şekil 4. 6 1500 devir/d için motor yüküne bağılı ortalama fren efektif basıncı (b_{mep}) değışimi

2 (kg) ile 20 (kg) arasında değışen farklı yükleme durumlarında motor devrinin 1500 devir/d da sabit tutularak elde edilmiş ortalama fren efektif basınçları Şekil 4. 6' da gösterilmiştir. Efektif basıncın motor yüküne bağılı olarak arttığı ve en yüksek 6. 33 bar basınca 18.4 kg motor yükünde çıktığı belirlenmiştir.



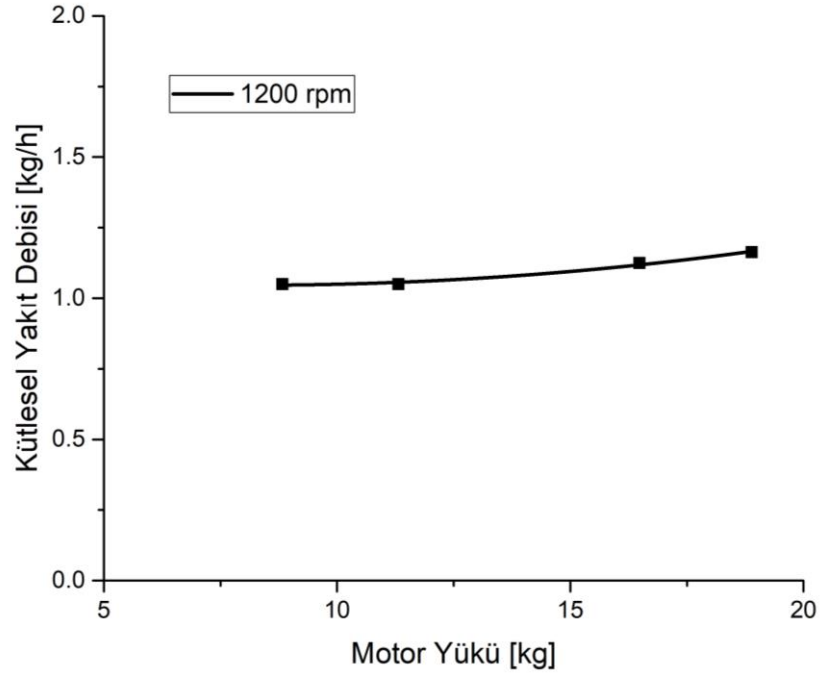
Şekil 4. 7 1800 devir/d için motor yüküne bağılı ortalama efektif basınç değışimi

Şekil 4.7' de görüldüğü gibi 1200 ve 1500 devir/d'lerle benzer şekilde 1800 devir/d içinde motor yükü arttıkça ortalama fren efektif basınçta artmıştır.



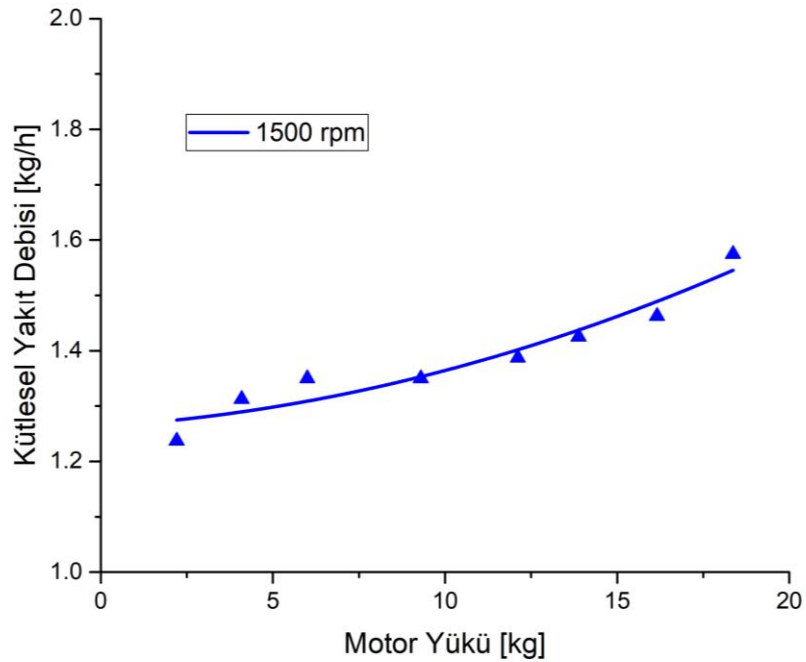
Şekil 4. 8 3 Farklı stasyoner şartlarda motor yüküne bağılı ortalama fren efektif basınç (bmep) değışimleri

Belirlenen stasyoner şartlardaki farklı yükleme durumlarına bağılı efektif basınç değıerleri Şekil 4. 8' de gösterilmiştir. Motor yükü arttıkça her 3 devir içinde elde edilen ortalama fren efektif basınçları birbirine yaklaşmakta, 17 kg motor yükü için 1200 ve 1800 devir/d' da ortalama efektif basınçları eşitlenmiştir. Bu noktadan sonra 1200 devir/d için efektif basınç değıeri tüm yüklerde en yüksek basınca sahip olan 1500 devirdeki basınç değıerine yaklaşmıştır.



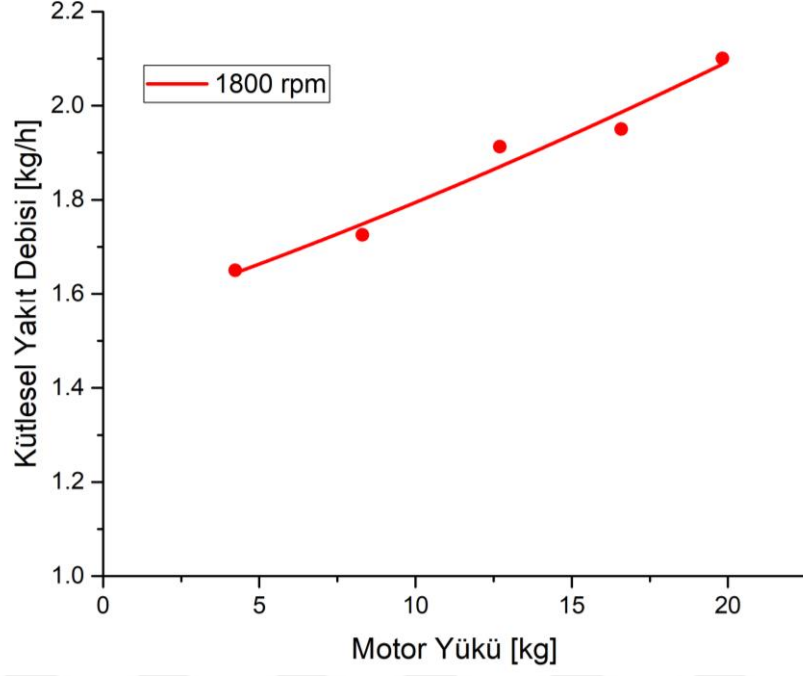
Şekil 4. 9 1200 devir/d için motor yüküne bağı kütlesel yakıt debisi değışimi

1200 devirde motor yüküne bağı yakıt debisi değışiminin gösterildiğı Şekil 4. 9'da yakıt miktarının değışmediğı görölmektedir. Dolayısıyla 1200 devir için yük değışiminin yakıt tüketimini az miktarda etkilediğı söylenebilir.



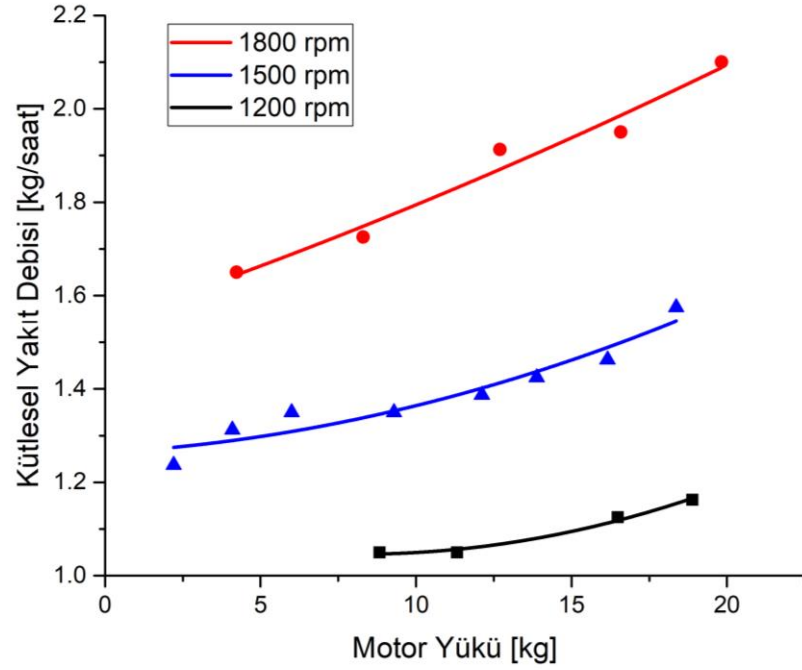
Şekil 4. 10 1500 devir/d için yüke bağı yakıt debisi değışimi

1500 devirde motor yükleme miktarı arttıa yakit debisi artmakta ve bu artışı n yüksek yüklerde daha yüksek olacağı Şekil 4.10' dan anlaşılmaktadır.



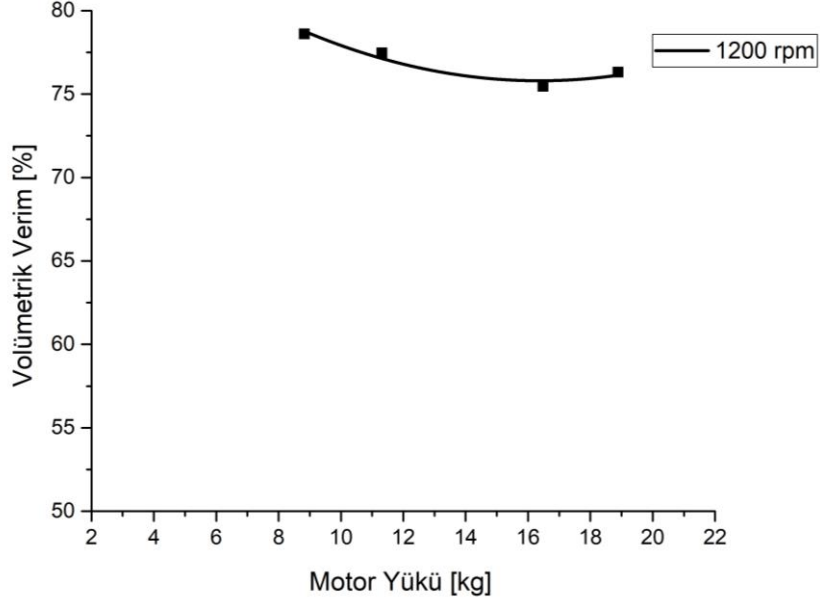
Şekil 4. 11 1800 devirde motor yükü-ktlese l yakit debisi değişimi

Şekil 4. 11' de görüldüğü üzere 1500 devir/d ile benzer Şekilde yk arttıa yakit debisi artmaktadır.



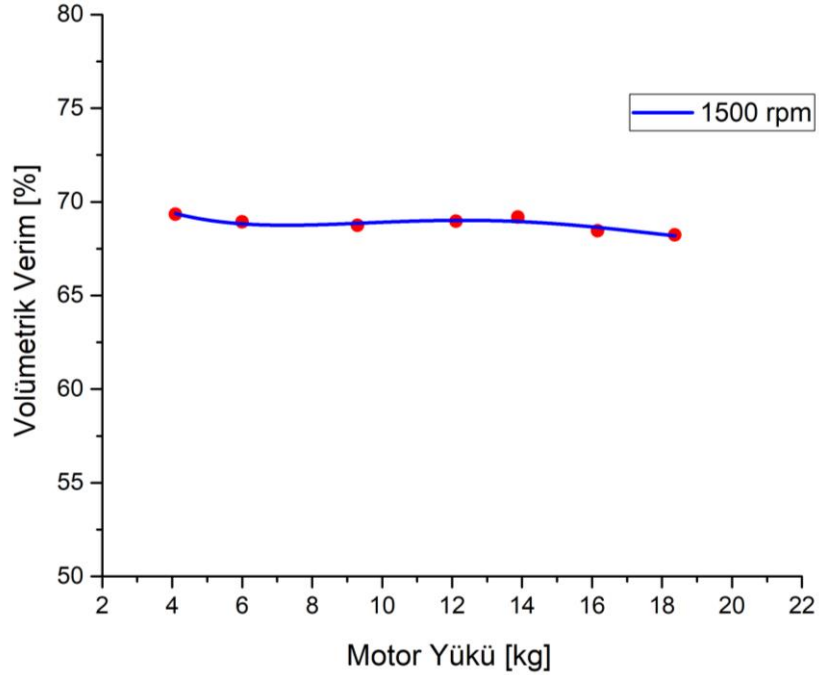
Şekil 4. 12 3 farklı çalışma devrinde yüke bağı kütleselel yakıt debisi değişimleri

1200, 1500 ve 1800 devir/d için yüke bağı kütleselel yakıt debi değişimleri Şekil2. 12' de belirtilmiştir. Buna göre farklı devirlerde motor yükü arttıkça kütleselel debi miktarları artmaktadır. Artış miktarının etkisi 1200 devir/d için az iken devir arttıkça oldukça yükselmektedir. Aynı yükleme durumlarında çoktan aza doğru kütleselel yakıt debisi miktarları 1800 devir/d, 1500 devir/d ve 1200 devir/d sıralamasıyla oluşmaktadır.



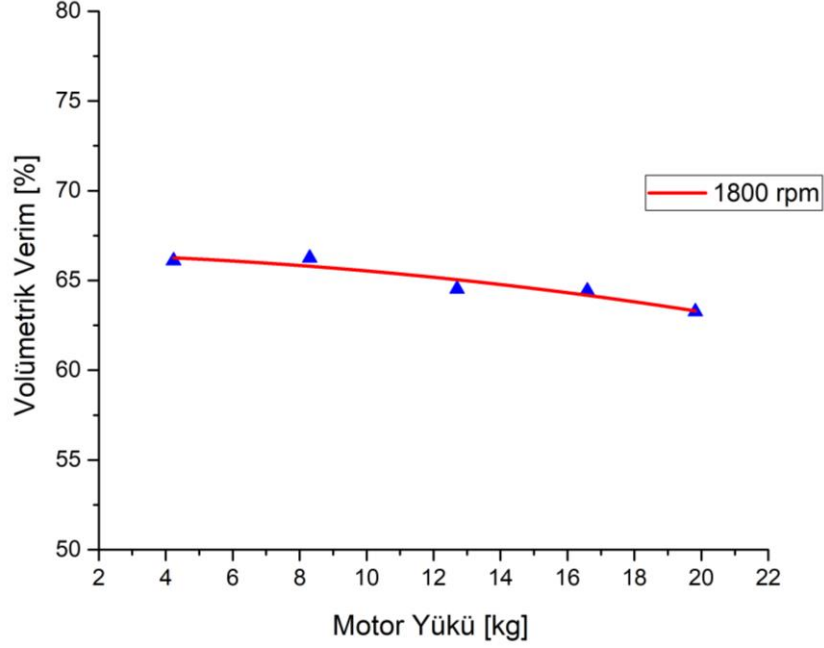
Şekil 4. 13 1200 devirde yüke bağı volümetrik verim değışimi

1200 devirde motor yüküne bağı volümetrik verim değışimi Şekil 4. 13' te gösterilmiştir. Volümetrik verim düşük yüklerde %80 civarında iken yükleme miktarının 16 kg- 18 kg arasında olduğı durumlarda %75'e düştüğü gözlemlenmiştir. Bu aralıklardan sonra motora 20 kg yüke kadar kademeli olarak yükleme yapılmış ve volümetrik verimde kayda değer bir değışim tespit edilmemiştir.



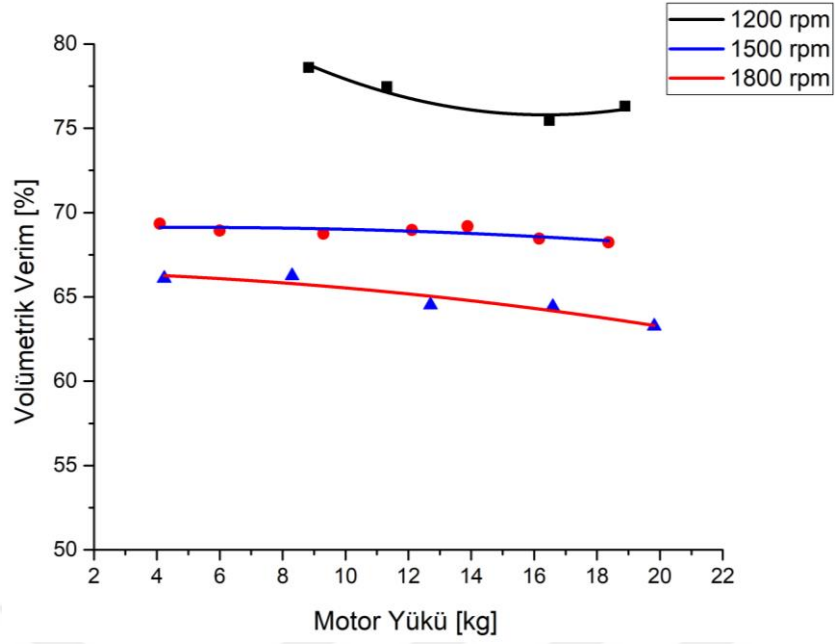
Şekil 4. 14 1500 devir/d için motor yüküne bağı volümetrik verim değışimi

Şekil 4.14' te gösterilen 1500 devir için motor yüküne bağlı volümetrik değişiminden anlaşılacağı üzere volümetrik verim miktarı 2 kg -20 kg arasında kademeli olarak arttırılan motor yükü miktarına göre %70.7' den % 68.2' ye kadar düştüğü belirlenmiştir. 14 kg motor yüklemesine kadar belirgin olarak düşüş görülmemiş, bu noktadan itibaren motor yükünün artmasıyla birlikte volümetrik verimde düşüş gerçekleşmiştir.



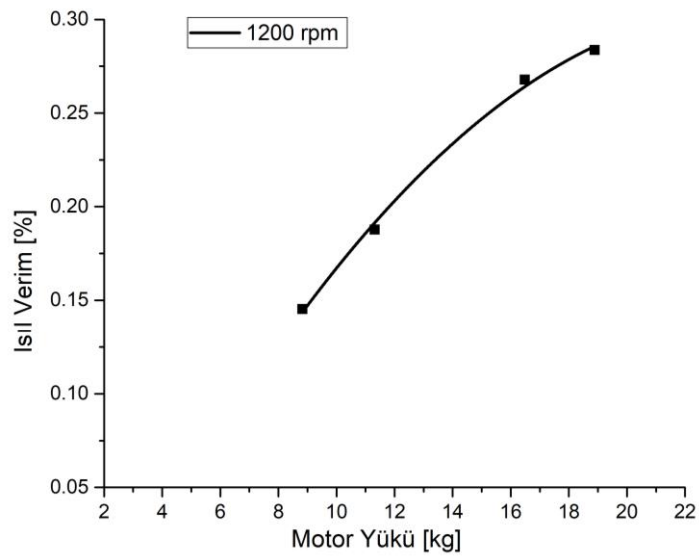
Şekil 4. 15 1800 devir/d için yüke bağlı volümetrik verim değişimi

1800 devir için yüke bağlı verim değişimi Şekil 4. 15' te gösterilmiştir. 1200 ve 1500 devir/d için kademeli yükleme bu yük durumunda da gerçekleştirilmiş ve volümetrik verimde önemli bir düşüş gerçekleşmiştir. 4 kg motor yükü durumu için %66 olan volümetrik verimin % 62'ye kadar düştüğü görülmüştür.



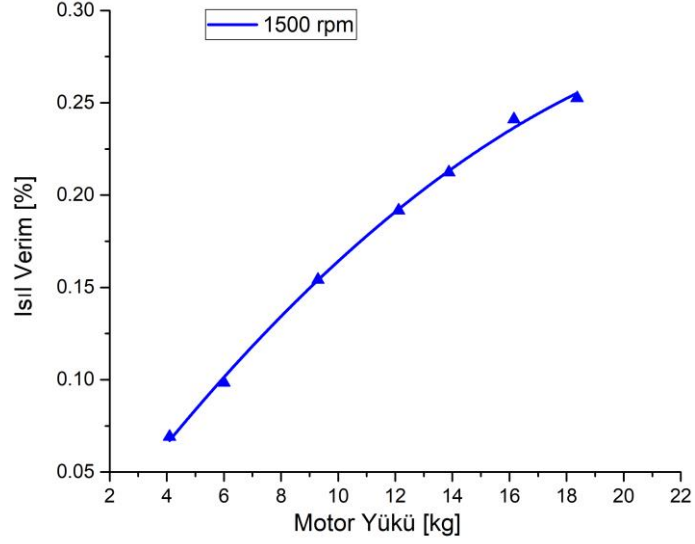
Şekil 4. 16 1200, 1500 ve 1800 devir/d için kademeli olarak artan motor yüküne bağılı volümetrik verim değışimi

Şekil 4. 16' da 3 farklı stasyonere şartta motor yüküne bağılı volümetrik verim değışimleri birlikte gösterilmiştir. Çoktan aza doğru volümetrik verim oranı 1200 devir/d, 1500 devir/d ve 1800 devir/d şeklinde belirlenmiştir. Motor yükü miktarı arttıkça 1800 ve 1500 devirlerde volümetrik verimde gözle görülür bir düşüş gerçekleşirken, 1200 devir/d için önce düşmüş ve 16 kg motor yükünden itibaren değışmemiştir. Devir miktarı arttıkça volümetrik verimdeki düşüş miktarı da artmıştır.



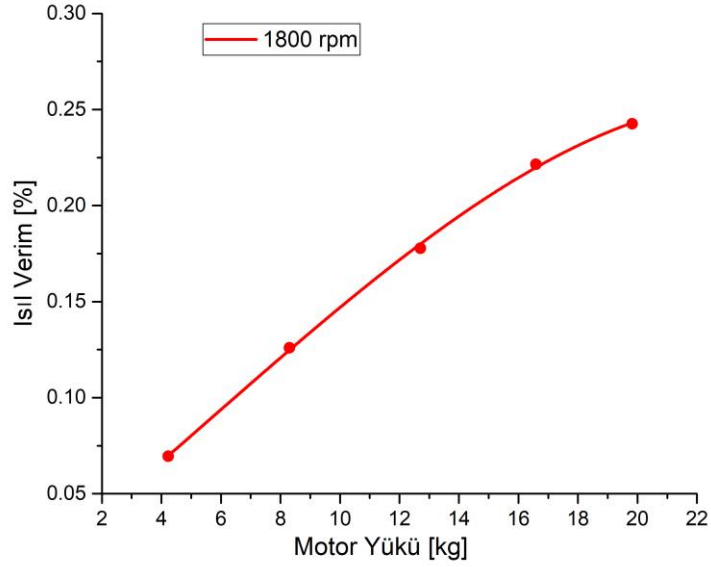
Şekil 4. 17 1200 devir için motor yüküne bağılı ısı verim değışimi

Şekil 4. 17' de 1200 devir/d için yüke bağlı ısı verim oranı verilmiştir. Motor yükü arttıkça ısı verimde önemli ölçüde bir artış gözlemlenmiş fakat artış miktarı yüksek yüklerde azalmıştır.



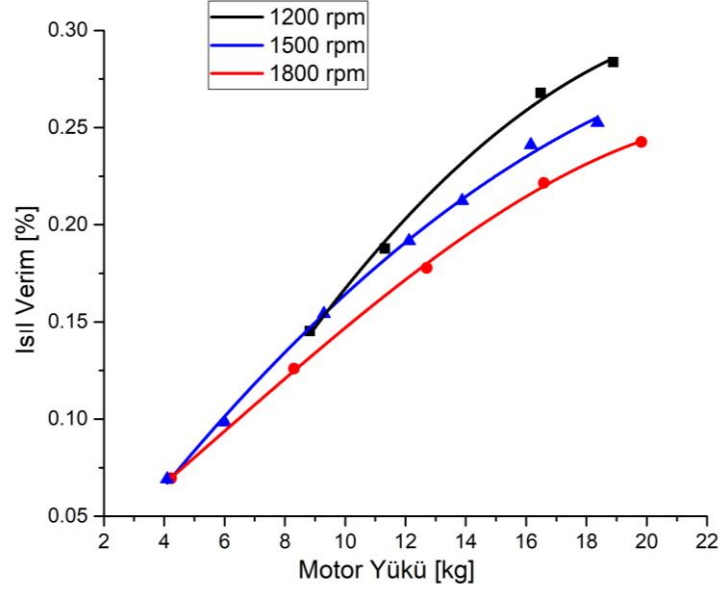
Şekil 4. 18 1500 devir/d için motor yüküne bağlı ısı verim değişimi

1500 devir için farklı yük durumları için ısı verim yüzdesi Şekil 4. 18' de gösterilmiştir. Motor yüklemesi arttıkça ısı verim artmaktadır.



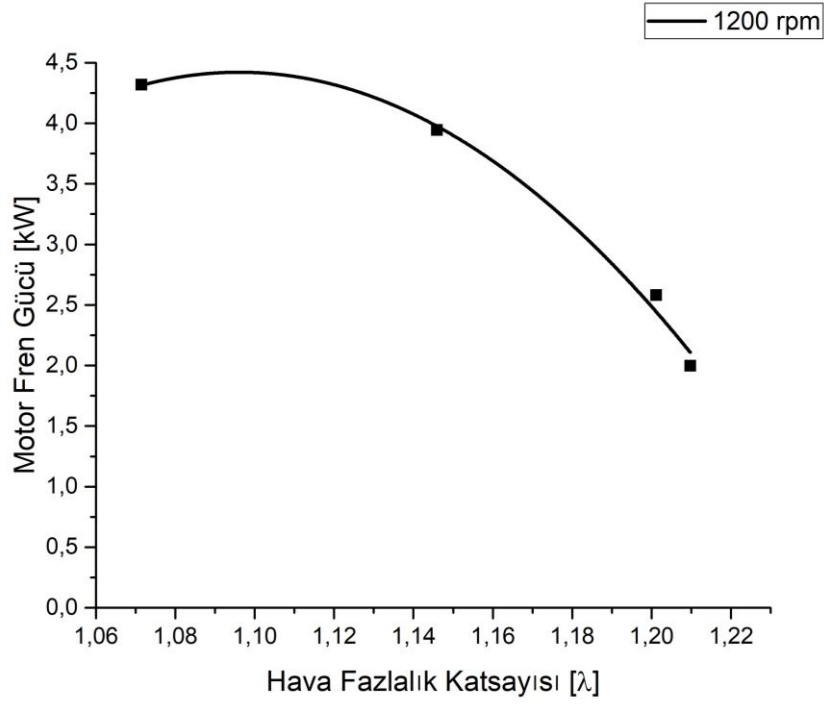
Şekil 4. 19 1800 devir/d' da motor yüküne bağlı ısı verim yüzdesi değişimi

Şekil 4. 19' da 1800 devirdeki yük-ısı verim yüzdesi verilmiştir. Motor yükü kademeli olarak arttırılmış ısı verim yüzdesinin %7'den %24 'e kadar yükseldiği belirlenmiştir. Ancak yük miktarı arttıkça ısı verim yüzdesindeki artışta azalma görülmüştür.



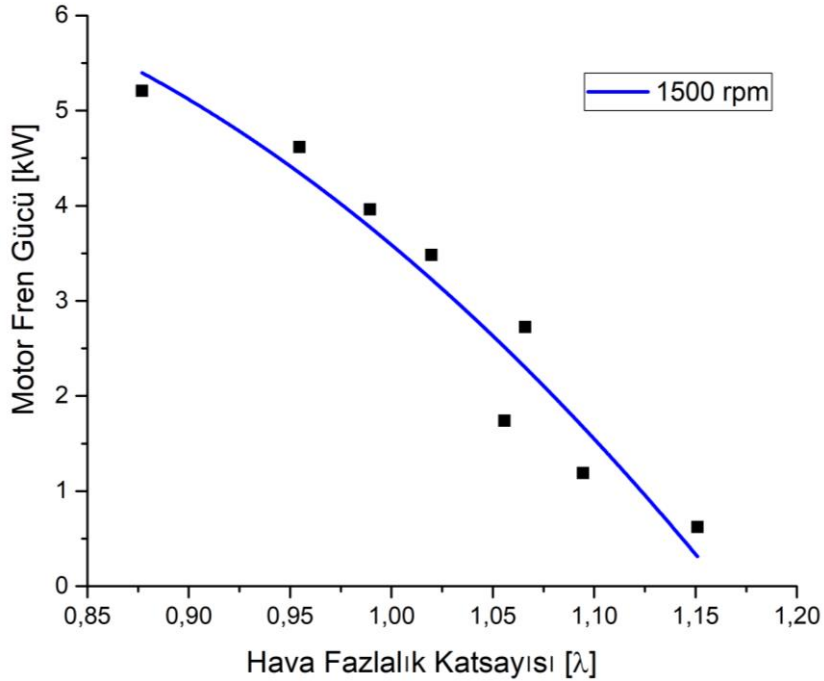
Şekil 4. 20 Farklı stasyonere şartlardaki yük-ısı verim yüzdesindeki değişim

Şekil 4.20' de 1200, 1500 ve 1800 devir/d için motor yüküne bağlı ısı verim yüzdeleri gösterilmiştir. Her üç durumda da yük miktarı arttıkça ısı verim artmış en yüksek ısı verim yüzdesi 1200 devir/d için belirlenmiştir. Düşük yükleme durumlarında 3 farklı devirde de ısı verim yüzdesi yaklaşık olarak eşit olduğu görülmüş, yükleme yapıldıkça 18 kg motor yükünde 1200, 1500 ve 1800 devir/d için sırasıyla ısı verim yüzdesi; %28, %25 ve %24 olduğu görülmüştür. Her üç durumda da yük yüklerdeki ısı verim yüzdesi artış oranında azalma tespit edilmiştir.



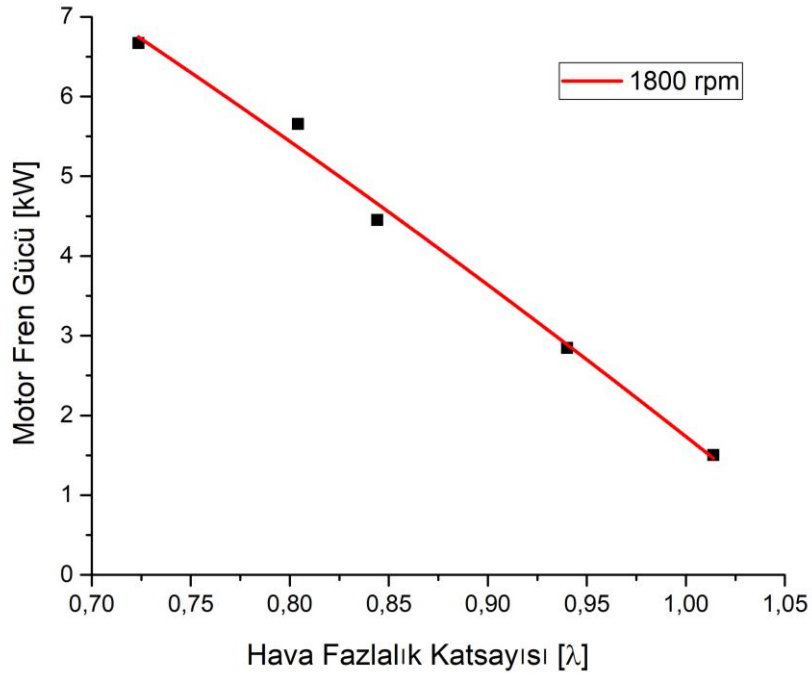
Şekil 4. 21 Hava fazlalık katsayısı ve motor fren gücü değişimi

Şekil 4. 21' de gösterildiği üzere hava fazlalık katsayısının 1200 devir/d için motor fren gücüyle değişimi verilmiştir.



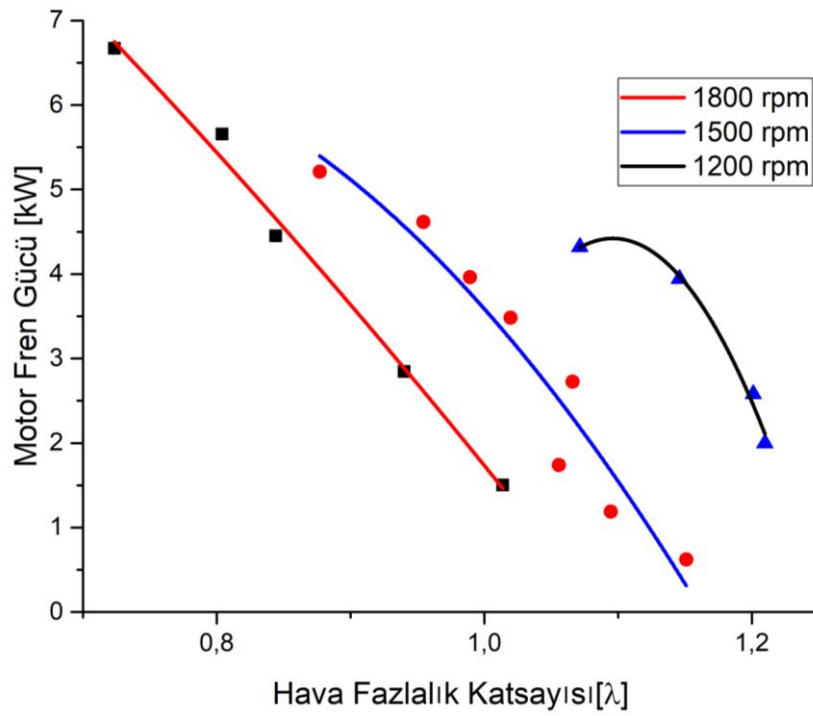
Şekil 4. 22 1500 devirde hava fazlalık katsayısı-motor fren gücü değişimi

1500 devir/d için λ arttıkça motor gücünün azaldığı Şekil 4. 22' de gösterilmiştir.



Şekil 4. 23 1800 devir/d için hava fazlalık katsayısı- motor fren gücü değişimi

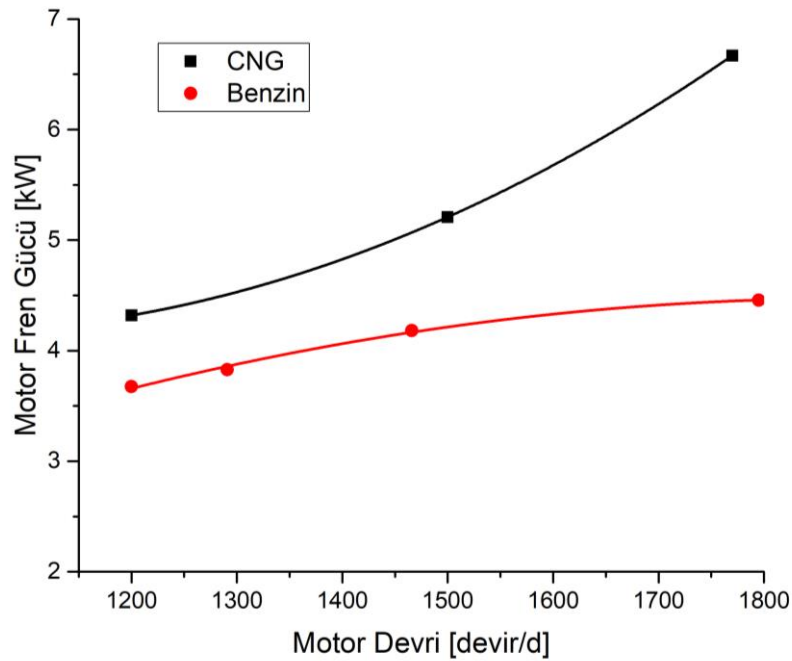
1800 devir/d için λ 'ya bağlı motor fren gücü değişimi gösterilmiştir. Şekil 4. 23' ten de anlaşılacağı üzere λ 0.70 ile 1.03 arasında motor fren gücü arttıkça azalmaya devam etmiştir.



Şekil 4. 24 Farklı devirler için hava fazlalık katsayısı- motor fren gücü değişimleri

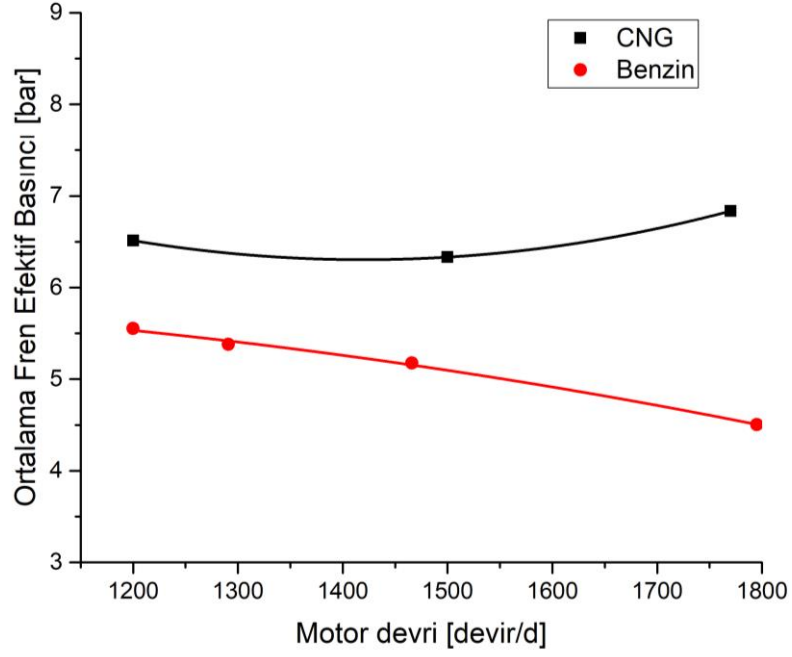
1200, 1500 ve 1800 devir/d için elde edilen hava yakıt oranları ve motor fren gücü değişimleri belirlenmiştir. Hava fazlalık katsayısı λ 3 farklı stasyoner şart için 0.5 ile 1.4 değerleri arasında değişmektedir. Daha düşük devir durumlarda hava yakıt karışımını yakıtça fakir olduğu anlaşılmaktadır. Aynı güç durumlarında yüksek devirde zengin karışım oranı artmaktadır.

CNG'nin performansını benzin ile karşılaştırmak amacıyla deney motorunun benzin ile çalışma şartlarındaki performans değerleri Şekil 4.25 - 4.29 grafiklerinde verilmiştir.



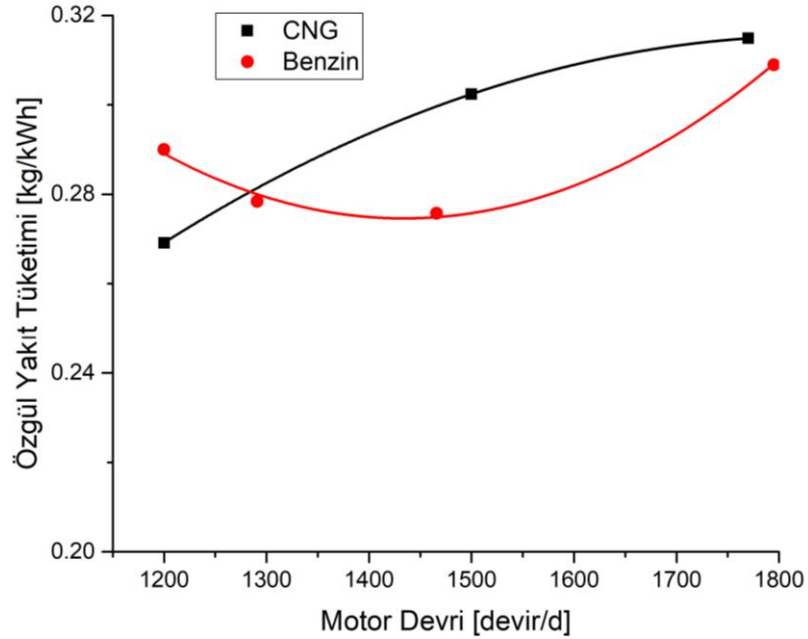
Şekil 4. 25 CNG ve benzin için motor devrine bağlı motor fren gücü değişimleri

Şekil4. 25'te görüldüğü üzere 1200 ile 1800 devir/d arasında sıkıştırılmış doğalgaz ve benzin yakıtları için motor fren gücü değerleri belirlenmiştir. Doğalgaz yakıtı için elde edilen güç ve tork değerlerinin daha yüksek olduğu görülmüştür.



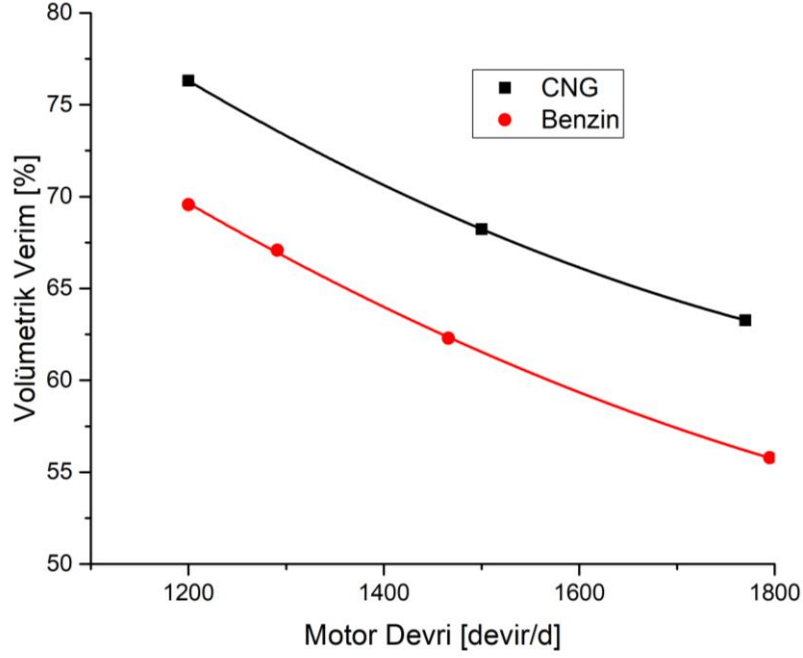
Şekil 4. 26 CNG ve benzin için motor devri-ortalama fren efektif basıncı değişimleri

Motor devrine bağlı ortalama efektif basınç eğrilerinin gösterildiği Şekil 4. 26'da motor devri artıka benzindeki basınç değerinin sıkıştırılmış doğal gaz yakıtına göre daha düşük olduğu belirlenmiştir.

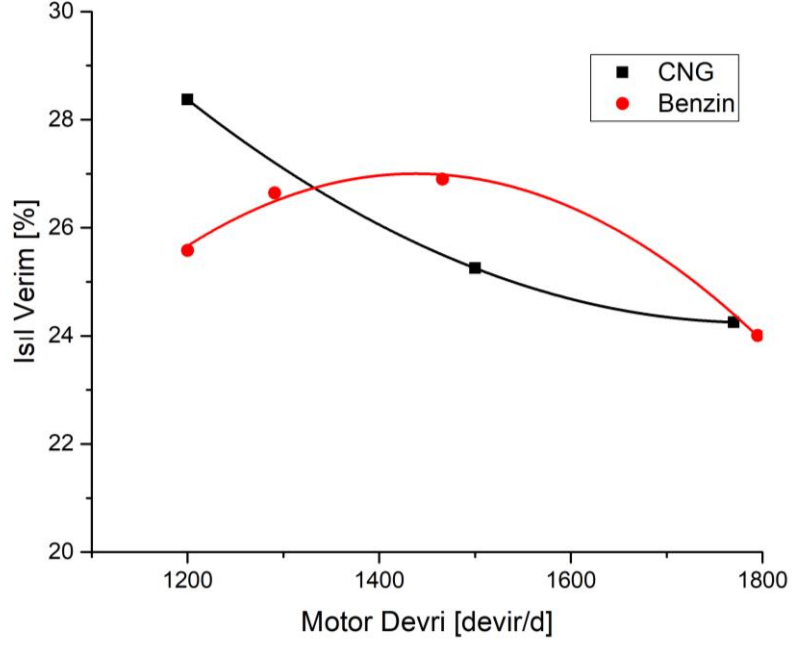


Şekil 4. 27 CNG ve benzin için motor devrine bağlı özgül yakıt tüketimleri

Şekil 4. 27’de cng ve benzin yakıtları için motor devrine bağlı yakıt tüketimleri gösterilmiştir. Devir arttıkça her iki yakıt için özgül yakıt tüketimi artmış olup 1200 ve 1800 devir/d için tüketim miktarları birbirine yaklaşmıştır. Buna rağmen 1500 devir/d’de sıkıştırılmış doğal yakıtı için özgül yakıt tüketimi benzine kıyasla daha yüksek olmuştur. Motor devri arttıkça cng kullanımının yakıt tüketimi açısından daha faydalı olacağı görülmektedir.



Şekil 4. 28 CNG ve benzin için motor devrine bağlı volümetrik verim değişimleri 1200, 1500 ve 1800 devir/d stasyonel şartlarında sıkıştırılmış doğalgaz ve benzin yakıtları için volümetrik verim eğrileri Şekil 4. 28’de gösterilmiştir. Her iki yakıt için düşük devirlerde volümetrik verimin daha yüksek olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4. 29 CNG ve benzin için motor devrine bağlı ısı verimler

Şekil 4. 29'da gösterilen eğriler sıkıştırılmış doğalgaz ve benzin yakıtları için motor devri- ısı verim yüzdesi değişimini göstermektedir. Buna göre 1200 devir/d için doğalgaz veriminin daha yüksek olduğunu, 1500 devir/d için benzin yakıtının ısı veriminin daha yüksek olduğunu ve 1800 devir/d'de her iki yakıt için ısı verim yüzdesinin aynı olduğu görülmektedir.

SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ ve ÖNERİLER

Emisyon kısıtlamalarının artmasıyla, doğaya saldığı emisyon miktar ve türleri açısından benzin ve dizel yakıtlara oranla daha çevreci bir yakıt olan doğalgaz daha önemli bir konuma gelmiştir.

Bu tez çalışmasında tek silindirli, buji ateşlemeli, su soğutmalı benzin ve dizel modunda çalışabilen bir deney motoru çeşitli modifikasyonlar yapılarak sıkıştırılmış doğalgaz yakıtı ile çalışır hale getirilmiştir. Bu dönüşüm ile birlikte sıkıştırma oranının 10 olduğu 1200 devir/d, 1500 devir/d ve 1800 devir/d olmak üzere 3 farklı stasyonel şartlarda deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Yapılan bu deneyler 3 farklı devir için, motor yükünün kademeli olarak arttırılmasıyla güç, basınç, verim ifadeleri ile yakıt tüketim miktarları belirlenmiştir.

Sonuçlara göre yüksek devirlerde yüksek güç değerlerine ulaşılmıştır. Devir arttıkça yakıt tüketim miktarları artmış ve yükleme oranı arttırılınca artış oranında yükselme görülmüştür. Buna karşın deney motorunu volümetrik verim ve ısı verim yüzdeleri açısından düşük devirlerde çalıştırmak daha uygun olacağı görülmüştür. Motora kademeli olarak yükleme yapıldıkça 18 kg motor yükünde 1200, 1500 ve 1800 devir/d için sırasıyla ısı verim yüzdesi; %28, %25 ve %24 olduğu görülmüştür. Stasyonel şartlarda ısı verim yüzdesinde motor yükü arttıkça önemli bir artış gözlemlenmiş ancak volümetrik verimde kayda değer bir değişim görülmemiştir.

Tez çalışmasının deneysel çalışmalar sonucunda 1200, 1500 ve 1800 devir/d da elde edilen veriler belirtilmiştir. Bu stasyonel şartlarda farklı yük miktarlarındaki güç, basınç, yakıt tüketim miktarları, volümetrik verim, ısı verim, hava fazlalık katsayısı, eşdeğerlik oranlarına bağlı veriler sunularak değerlendirmeler yapılmıştır.

- 1200, 1500 ve 1800 devir/d için motor yüküne bağlı motor fren gücü değişimi karşılaştırılmıştır. Buna göre aynı yük şartlarında devir arttıkça daha yüksek motor fren gücüne ulaşılmaktadır. Düşük motor yüklerinde motor fren güç değerleri birbirine oldukça yakın iken motora bindirilen yük miktarı arttıkça aynı motor yükleme durumu için yüksek devirlerde elde edilen güç miktarının daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. 1800 devir/d' da artış miktarı daha fazla, 1500 devir/d' da sabit ve 1200 devir/d' da daha düşük olduğu görülmüştür.
- Belirlenen stasyoner şartlardaki farklı yükleme durumlarına bağlı efektif basınç değerleri karşılaştırılmıştır. Motor yükü arttıkça her 3 devir içinde elde edilen ortalama fren efektif basınçları birbirine yaklaşmakta, 17 kg motor yükü için 1200 ve 1800 devir/d' da ortalama efektif basınçları eşitlenmiştir. Bu noktadan sonra 1200 devir/d için efektif basınç değeri tüm yüklerde en yüksek basınca sahip olan 1500 devirdeki basınç değerine yaklaşmıştır.
- 1200, 1500 ve 1800 devir/d için yüke bağlı kütleli yakıt debi değişimleri karşılaştırılmıştır. Buna göre farklı devirlerde motor yükü arttıkça kütleli debi miktarları artmaktadır. Artış miktarının etkisi 1200 devir/d için az iken devir arttıkça oldukça yükselmektedir. Aynı yükleme durumlarında çoktan aza doğru kütleli yakıt debisi miktarları 1800 devir/d, 1500 devir/d ve 1200 devir/d sıralamasıyla oluşmaktadır.
- 3 farklı stasyoner şartta motor yüküne bağlı volümetrik verim değişimleri birlikte gösterilmiştir. Çoktan aza doğru volümetrik verim oranı 1200 devir/d, 1500 devir/d ve 1800 devir/d şeklinde belirlenmiştir. Motor yükü miktarı arttıkça 1800 ve 1500 devirlerde volümetrik verimde gözle görülür bir düşüş gerçekleşirken, 1200 devir/d için önce düşmüş ve 16 kg motor yükünden itibaren değişmemiştir. Devir miktarı arttıkça volümetrik verimdeki düşüş miktarı da artmıştır.
- 1200, 1500 ve 1800 devir/d için motor yüküne bağlı ısı verim yüzdeleri gösterilmiştir. Her üç durumda da yük miktarı arttıkça ısı verim artmış en yüksek ısı verim yüzdesi 1200 devir/d için belirlenmiştir. Düşük yükleme durumlarında 3 farklı devirde de ısı verim yüzdesi yaklaşık olarak eşit olduğu

görülmüş, yükleme yapıldıkça 18 kg motor yükünde 1200, 1500 ve 1800 devir/d için sırasıyla ısı verim yüzdesi; %28, %25 ve %24 olduğu görülmüştür. Her üç durumda da yük yüklerdeki ısı verim yüzdesi artış oranında azalma tespit edilmiştir.

- 1200, 1500 ve 1800 devir/ d için elde edilen hava yakıt oranları ve motor fren gücü değişimleri belirlenmiştir. Hava fazlalık katsayısı λ 3 farklı stasyonere şart için 0.5 ile 1.4 değerleri arasında değişmektedir. Daha düşük devir durumlarda hava yakıt karışımını yakıtça fakir olduğu anlaşılmaktadır. Aynı güç durumlarında yüksek devirde zengin karışım oranı artmaktadır.
- Doğalgaz yakıtı için elde edilen güç ve tork değerlerinin daha yüksek olduğu görülmüştür. Motor devri arttıkça benzindeki basınç değerinin sıkıştırılmış doğal gaz yakıtına göre daha düşük olduğu belirlenmiştir. Devir arttıkça her iki yakıt için özgül yakıt tüketimi artmış olup 1200 ve 1800 devir/d için tüketim miktarları birbirine yaklaşmıştır. Buna rağmen 1500 devir/d'de sıkıştırılmış doğal yakıtı için özgül yakıt tüketimi benzine kıyasla daha yüksek olmuştur. Motor devri arttıkça cng kullanımının yakıt tüketimi açısından daha faydalı olacağı görülmektedir
- Her iki yakıt için düşük devirlerde volümetrik verimin daha yüksek olduğu belirlenmiştir. 1200 devir/d için doğalgaz veriminin daha yüksek olduğunu, 1500 devir/d için benzin yakıtının ısı veriminin daha yüksek olduğunu ve 1800 devir/d'de her iki yakıt için ısı verim yüzdesinin aynı olduğu görülmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Sezgin B., (2009) . Bir Dizel Motorun Doğalgaz ile Çalışır Hale Getirilmesi ve Analizi, Kırıkkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kırıkkale.
- [2] Tangöz S., (2015). Farklı Sıkıştırma Oranlarındaki Buji Ateşlemeli Bir Motorda Doğalgaz ve Doğalgaz-Hidrojen Karışımlarının Yakıt Olarak Kullanılmasının Araştırılması, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- [3] Özcan. F., (2010). Buji ateşlemeli bir motorda LPG ve CNG (sıkıştırılmış doğal gaz) kullanımının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisi, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [4] He, Z., Zhu, L., Xu, Z., Kaario, O., Li, A. ve Huang. Z., (2017). “Effects of ethanol enrichment on in-cylinder thermochemical fuel reforming (TFR) spark ignition natural gas engine”, *Fuel*, 197:334–342.
- [5] Amirante, R., Distaso, E., Di Iorio, S., Sementa, P., Tamburrano, P., Vaglieco, B.M. ve Reitz, R.D., (2017) “Effects of natural gas composition on performance and regulated, greenhouse gas and particulate emissions in spark-ignition engines”, *Energy Conversion and Management*, 143:338–347.
- [6] Ameri, M., Kiaahmadi, F., ve Khanaki, M., (2012). “Comparative analysis of the performance of a dual-fuel internal combustion engine for CNG and gasoline fuels”, *Journal of Power Technologies*, 92(4):214–226.
- [7] Uyumaz, A., (2013)“Bir Dizel Motorunun Bilgisayar Yardımı İle Termodinamik ve Performans Analizi”, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, 1(3):139–151.
- [8] Chaudhary, V. ve Gakkhar, R. P., (2017). “Exergy Destruction Study on Small DI Diesel Engine”, *Combustion for Power Generation and Transportation*, A. K. Agarwal, S. De, A. Pandey, ve A. P. Singh, Ed. Singapore: Springer Singapore, 261–276.
- [9] Jamrozik, A., (2015). “Lean combustion by a pre-chamber charge stratification in a stationary spark ignited engine”, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29(5):2269–2278.
- [10] Cho, H.M. ve He, B.Q., (2007). “Spark ignition natural gas engines—A review”, *Energy Conversion and Management*, 48(2):608–618.

- [11] Rakopoulos, C. ve Giakoumis, E., (2006). "Second-law analyses applied to internal combustion engines operation", *Progress in Energy and Combustion Science*, 32(1):2–47.
- [12] Ebrahimi, R. ve Mercier, M., (2010). "Experimental study of performance of spark ignition engine with gasoline and natural gas", *International Journal of Engineering*, 24(2010):65–74.
- [13] Yamaguchi, S., Ohiwa, N. ve Hasegawa, T., (1985). "Ignition and burning process in a divided chamber bomb", *Combustion and flame*, 59(2):177–187.
- [14] Alvarez, C. E. C., Couto, G. E., Roso, V. R., Thiriet, A. B. ve Valle, R. M., (2018). "A review of prechamber ignition systems as lean combustion technology for SI engines", *Applied Thermal Engineering*, 128:107–120.
- [15] Roethlisberger, R. ve Favrat, D., (2003). "Investigation of the prechamber geometrical configuration of a natural gas spark ignition engine for cogeneration: part I. Numerical simulation", *International journal of thermal sciences*, 42(3):223–237.
- [16] Roethlisberger, R. P. ve Favrat, D., (2003). "Investigation of the prechamber geometrical configuration of a natural gas spark ignition engine for cogeneration: part II. Experimentation", *International Journal of Thermal Sciences*, 42(3):239–253.
- [17] Crane, M. ve King, S., (1992). "Emission reductions through precombustion chamber design in a natural gas, lean burn engine.", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. Transactions of the ASME, 114(3):466–474.
- [18] Ipci, D. ve Karabulut, H., (2016). "Thermodynamic and dynamic modeling of a single cylinder four stroke diesel engine", *Applied Mathematical Modelling*, 40(5–6):3925–3937.
- [19] Shah, A., Tunestal, P. ve Johansson, B., (2014). "Effect of relative mixture strength on performance of divided chamber 'avalanche activated combustion' ignition technique in a heavy duty natural gas engine", *SAE Technical Paper*.
- [20] Biswas, S. ve Qiao, L., (2016). "Prechamber Hot Jet Ignition of Ultra-Lean H₂/Air Mixtures: Effect of Supersonic Jets and Combustion Instability", *SAE International Journal of Engines*, 9(3).
- [21] Shah, A., Tunestal, P. ve Johansson, B., (2016). "Scalability Aspects of Pre-Chamber Ignition in Heavy Duty Natural Gas Engines".
- [22] Thelen, B. C. ve Toulson, E., (2016). "A Computational Study of the Effects of Spark Location on the Performance of a Turbulent Jet Ignition System".
- [23] Moriyoshi, Y., Morikawa, K., Kuboyama, T. ve Yamada, T., (2017). "Improvement in Thermal Efficiency of Lean Burn Pre-Chamber Natural Gas Engine by Optimization of Combustion System", *SAE Technical Paper*.
- [24] Toulson, E., Schock, H. J. ve Attard, W. P., (2010). "A review of pre-chamber initiated jet ignition combustion systems", *SAE Technical Paper*.

- [25] Hiraoka, K., Nomura, K., Yuuki, A., Oda, Y. ve Kameyama, T., (2016). "Phenomenological 0-Dimensional Combustion Model for Spark-Ignition Natural Gas Engine Equipped with Pre-Chamber".
- [26] Feng, L., (2017). "The influence of the enrichment injection angle on the performance of a pre-chamber spark ignition natural-gas engine", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering.
- [27] Ali, M. S., (2016). "Pre Chamber For Performance Improvement Using Compressed Natural Gas In Single Cylinder Engine", Universiti Teknikal Malaysia Melaka.
- [28] Roethlisberger, R. ve Favrat, D., (2002). "Comparison between direct and indirect (prechamber) spark ignition in the case of a cogeneration natural gas engine, part I: engine geometrical parameters", Applied Thermal Engineering, 22(11):1217–1229.
- [29] Esfahanian, V., Salahi, M. M., Gharehghani, A. ve Mirsalim, M., (2017). "Extending the lean operating range of a premixed charged compression ignition natural gas engine using a pre-chamber", Energy, 119:1181–1194.
- [30] Almansour, B., Vasu, S., Gupta, S. B., Wang, Q., Van Leeuwen, R. ve Ghosh, C., (2017). "Prechamber Equipped Laser Ignition for Improved Performance in Natural Gas Engines", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 139(10):101501.
- [31] Salahi, M. M., Esfahanian, V., Gharehghani, A. ve Mirsalim, M., (2017). "Investigating the reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion strategy in a natural gas/diesel fueled engine with a pre-chamber", Energy Conversion and Management, 132:40–53.
- [32] Baumgartner, L. S., Karmann, S., Backes, F., Stadler, A. ve Wachtmeister, G., (2017). "Experimental Investigation of Orifice Design Effects on a Methane Fuelled Prechamber Gas Engine for Automotive Applications", SAE Technical Paper.
- [33] Zhang, Q., Xian, K. ve Li, M., (2017). "Investigation of Performance and Emission Characteristics on a Large-Bore Spark-Ignition Natural Gas Engine with Scavenged Prechamber and Miller Cycle Attribute", Journal of Energy Engineering, 143(5)
- [34] Akhtar, M. S., Sun, S., Ma, X., Shen, Y., Shuai, S.-J., ve Wang, Z., (2017). "Effect of the Pre-Chamber Orifice Geometry on Ignition and Flame Propagation with a Natural Gas Spark Plug".
- [35] Dahiya, D. ve Sahdev, R. K., (2017). "Optimization of Single-Cylinder Compressed Air Engine Equipped with Prechamber", Optimization.
- [36] Syrovatka, Z., Takats, M. ve Vavra, J., (2017). "Analysis of Scavenged Pre-Chamber for Light Duty Truck Gas Engine".
- [37] Couto, G. E., Alvarez, C. E. C., Thiriet, A. B., Lima, V. H. C. ve Valle, R. M., (2017). "A REVIEW OF PRECHAMBER IGNITION SYSTEMS APPLIED IN SI ENGINES", Acta Mechanica et Mobilitatem, 1(2):54–68.

- [38] Ferguson, C. R. ve Kirkpatrick, A. T., (2015). Internal combustion engines: applied thermosciences. John Wiley & Sons
- [39] Heywood, J. B., (1988). Internal combustion engine fundamentals. McGraw-hill New York
- [40] Pulkrabek, W. W., (1997). Engineering fundamentals of the internal combustion engine.
- [41] Stone, R., (2012). Introduction to internal combustion engines. Palgrave Macmillan.
- [42] Liberman, M. A., (2010). Introduction to physics and chemistry of combustion: explosion, flame, detonation. Springer Science & Business Media.
- [43] Hilliard, J. C. ve Springer, G. S., (2013). Fuel Economy: In Road Vehicles Powered by Spark Ignition Engines. Springer Science & Business Media.
- [44] Çakır, M., (2013). Tek silindirli hava soğutmalı bir motorda borlanmış dökme demir gömleğin motor performans değerleri üzerindeki etkilerinin deneysel araştırılması, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü / Makine Mühendisliği Anabilim Dalı.
- [45] Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, H. E. ve Soruşbay, C., (2013). İçten Yanmalı Motorlar. Birsen Yayınevi.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Halil İbrahim SÖNMEZ
Doğum Tarihi ve Yeri :15.07.1987/Bitlis
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :h.ibrahimsonmez@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y.Lisans	Gemi inşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	Devam Ediyor
Lisans	Gemi inşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2012
Lise	Fen Bilimleri	Nevzat Ayaz Anadolu Lisesi	2005

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2015	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2014	Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2013	Atlantik Denizcilik	Uzakyol Vardiya Müh.Stajı

YAYINLARI

Bildiri

1.Mehmet ÇAKIR, Determination of Pre-combustion Chamber Design for a Stratified
Halil İbrahim SÖNMEZ Charge Natural Gas Engine

Proje

1. 214M329 Enjeksiyonlu Bir Cng Motorunda Kademeli Dolgu Oluşumu için
Bölünmüş Yanma Odası Tasarımı ve Yanma Optimizasyonu

