

**RHOMBIC HAREKET MEKANİZMALI BİR
STIRLING MOTORUNDA FARKLI ÇALIŞMA
AKIŞKANLARININ MOTOR PERFORMANSINA
ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Nihat Erkan SAĞLAM

DANIŞMAN

Doç. Dr. Fatih AKSOY

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Haziran 2019

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**RHOMBIC HAREKET MEKANİZMALI BİR STIRLING
MOTORUNDA FARKLI ÇALIŞMA AKIŞKANLARININ MOTOR
PERFORMANSINA ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

Nihat Erkan SAĞLAM

DANIŞMAN

Doç. Dr. Fatih AKSOY

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Haziran 2019

TEZ ONAY SAYFASI

Nihat Erkan SAĞLAM tarafından hazırlanan “Rhombic Hareket Mekanizmalı Bir Stirling Motorunda Farklı Çalışma Akışkanlarının Motor Performansına Etkilerinin İncelenmesi” adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 27/06/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Fatih AKSOY

Başkan : Doç. Dr. Hamit SOLMAZ
Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi,

Üye : Doç. Dr. Fatih AKSOY
Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknoloji Fakültesi,

Üye : Doç. Dr. Yaşar Önder ÖZGÖREN
Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknoloji Fakültesi,

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun

...../...../..... tarih ve

..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

.....

Prof. Dr. İbrahim EROL

Enstitü Müdürü

BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM SAYFASI

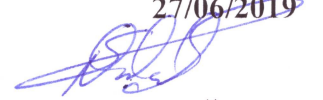
Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- Atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

27/06/2019



Nihat Erkan SAĞLAM

ÖZET
Yüksek Lisans Tezi

RHOMBIC HAREKET MEKANİZMALI BİR STIRLING MOTORUNDA FARKLI
ÇALIŞMA AKIŞKANLARININ MOTOR PERFORMANSINA ETKİLERİNİN
İNCELENMESİ

Nihat Erkan SAĞLAM
Afyon Kocatepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Doç. Dr. Fatih AKSOY

Bu çalışmada, rhombic hareket mekanizmasına sahip bir beta tipi Stirling motorunun performans testleri, LPG yakıcı bir ısıtıcı kullanılarak hava ve helyum olmak üzere iki farklı çalışma akışkanı ile gerçekleştirilmiştir. Motorda sürtünmeleri azaltmak amacıyla rhombic hareket mekanizması kullanılmıştır. Deneyler 700 ± 10 °C sıcak uç ve 27 ± 5 °C soğuk uç sıcaklığında 2, 3, 4, 5, 6 ve 7 bar şarj basınçlarında gerçekleştirilmiştir. Çalışma akışkanı olarak hava ile yapılan deneylerde maksimum motor momenti ve motor gücü 6 bar şarj basıncında 455 dev/dk motor devrinde sırasıyla 12,13 Nm ve 578,32 W olarak ölçülmüştür. Helyum ile yapılan deneylerde ise maksimum motor momenti ve motor gücü 7 bar şarj basıncında sırasıyla 552 dev/dk motor devrinde 11,76 Nm ve 640 dev/dk motor devrinde 684,39 W olarak elde edilmiştir.

2019, ix + 45 sayfa

Anahtar Kelimeler: Stirling motoru, Çalışma akışkanı, Motor gücü, Motor momenti.

ABSTRACT
M.Sc. Thesis

EXAMINATION OF EFFECTS OF DIFFERENT WORKING FLUIDS ON ENGINE
PERFORMANCE IN A RHOMBIC DRIVE STIRLING ENGINE

Nihat Erkan SAĞLAM

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Automotive Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Fatih AKSOY

In this study, performance tests of a beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism were carried out with two different working fluids as air and helium using a LPG burner heater. In order to reduce friction in the engine, rhombic drive mechanism was used. The experiments were carried out at 700 ± 10 °C hot end and 27 ± 5 °C cold end temperature and at 2, 3, 4, 5, 6 and 7 bar charge pressures. The maximum engine moment and engine power were measured as 12,13 Nm and 578,32 W at 6 bar charge pressure and 455 rpm in the experiments which is carried out with air as the working fluid. In the experiments with helium, the maximum engine moment and engine power were obtained as 11,76 Nm at 552 rpm and 684,39 W at 640 rpm at 7 bar charge pressure, respectively.

2019, ix + 45 pages

Keywords: Stirling engine, Working fluid, Engine power, Engine moment.

TEŞEKKÜR

Yaptığım çalıőmalarım boyunca tecrübelerini, bilgisini ve samimiyetini eksik etmeyen değerli danıőmanım Doç. Dr. Fatih AKSOY'a teşekkür ederim. Bilgilerinden faydalandığım ve birçok konuda yardım eden değerli hocalarım Prof. Dr. Can ÇINAR, Doç. Dr. Hamit SOLMAZ, Doç. Dr. Yaşar Önder ÖZGÖREN'e, deneyler ve tez yazımında desteğini esirgemeyen Öğr. Grv. Muhammed ARSLAN'a, tez çalışması boyunca maddi manevi hiçbir imkân ve yardımlarını eksik etmeyen eőim, oğlum ve kızıma sonsuz saygı, sevgi ve teőekkürlerimi sunarım.

Bu alıőma "113M192" numaralı ve "Rejeneratörlü Beta Tipi Rhombic Hareket Mekanizmalı Bir Stirling Motorunun Performans Testleri" isimli TÜBİTAK projesi tarafından desteklenmiőtir. Katkılarından dolayı TÜBİTAK'a teşekkür ederim.

Nihat Erkan SAğLAM

AFYONKARAHİSAR, 2019

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	iv
SİMGELER DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	viii
RESİMLER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ve STIRLING MOTORU	3
2.1 Literatür	3
2.2 Stirling Motoru	6
2.2.1 Stirling Çevrimi	6
2.2.2 Stirling Motorlarının Türleri.....	10
2.2.2.1 Tek Etkili Stirling Motorları	10
2.2.2.2 Çift Etkili Stirling Motorları	17
2.2.2.3 Serbest Pistonlu Stirling Motorları	18
2.2.2.4 Düşük Sıcaklık Farklı Stirling Motorları	19
2.2.3 Hareket iletim Mekanizmaları	20
2.2.3.1 Rhombic.....	20
2.2.3.2 Krank-Biyel	21
2.2.3.3 Eğik Plaka	22
2.2.4 Stirling Motorlarında Kullanılan Çalışma Akışkanları	23
2.2.5 Stirling Motorlarının Kullanım Alanları.....	25
3. MATERYAL METOT	26
3.1 Motorun Temel Parçaları	26
3.2 İmal Edilen Motor Parçaları.....	29
3.2.1 Displacer Silindiri.....	29
3.2.2 Displacer	30
3.3 Deney düzeneği.....	31
4. DENEY SONUÇLARI	34
5. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ.....	38
6. KAYNAKLAR.....	40

ÖZGEÇMİŞ.....	45
---------------	----

SİMGELER DİZİNİ

Simgeler

CO ₂	Karbon Dioksit
c _p	Sabit Basınçta Özgül Isı (J/kgK, kJ/kgK)
c _v	Sabit Hacimde Özgül Isı (J/kgK, kJ/kgK)
°C	Santigrad Derece
cm ³	Santimetre Küp
dev/dk	Devir/dakika
HC	Hidrokarbon
k	Termal iletkenlik
K	Kelvin
kW	Kilowatt
kg/m ³	Kilogram/Metre Küp
kg/ms	Kilogram/Metre Saniye
kJ/kgK	Kilo Joule/Kilogram Kelvin
kW/mK	Kilowatt/Metre Kelvin
LPG	Liquefied Petroleum Gas (Sıvılaştırılmış Petrol Gazı)
m	Metre
MPa	Mega Pascal
Nm	Newton Metre
NO _x	Azot Oksit
P	Basınç (kPa, MPa, bar)
q	Özgül Isı (J/kg, kJ/kg)
Q	Isı (J, kJ)
R	Gaz Karakteristiği (J/kgK, kJ/kgK)
SO ₂	Kükürt Dioksit
s	Özgül Entropi (J/kgK)
T	Sıcaklık (°C, K)
V	Hacim (m ³)
v	Özgül Hacim (m ³ /kg)
η _t	Termal Verim
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
μ	Dinamik Viskozite (kg/ms)
yy	Yüzyıl
W	Watt
±	Artı Eksi
°	Derece

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Stirling çevriminin P-v ve T-s diyagramları	6
Şekil 2.2 Renejeratif teorik Stirling çevriminin P-v ve T-s diyagramları	9
Şekil 2.3 Çoğu Stirling motorunun sınıflandırılabilceği üç temel tip Stirling motoru.	11
Şekil 2.4 Alfa tipi Stirling motorlarının çalışma prensibi	13
Şekil 2.5 Beta tipi Stirling motorlarının çalışma prensibi	15
Şekil 2.6 Gama tipi Stirling motorlarının çalışma prensibi	17
Şekil 2.7 Çift etkili Stirling motorları	18
Şekil 2.8 Serbest pistonlu Stirling motoru	19
Şekil 2.9 Krank-biyel	22
Şekil 2.10 Eğik plaka	23
Şekil 3.1 Stirling motorunun şematik görünümü	26
Şekil 3.2 Motorun bazı parçalarının şematik görünümü	27
Şekil 3.3 Displacer rodu	27
Şekil 3.4 Güç silindiri.....	28
Şekil 3.5 Displacer silindiri	30
Şekil 4.1 Hava için motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi	34
Şekil 4.2 Helyum için motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi.....	35
Şekil 4.3 Hava için motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi.....	36
Şekil 4.4 Helyum için motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi	36

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1 Hava, hidrojen, helyum ve karbon dioksite ait termofiziksel özellikler 24

RESİMLER DİZİNİ

	Sayfa
Resim 2.1 Kinematik ve Ringbom Stirling motorları	20
Resim 2.2 Rhombic	21
Resim 3.1 Rhombic biyel kolları ve ara bağlantı parçaları	27
Resim 3.2 Displacer alt silindiri.....	28
Resim 3.3 Stirling motoru	29
Resim 3.4 Displacer	30
Resim 3.5 Deney düzeneği.....	31
Resim 3.6 Prony tip dinamometre.....	32
Resim 3.7 İnfrared termometre ve dijital manometre	32
Resim 3.8 Motor performans yazılımı arayüzü.....	33

1. GİRİŞ

Enerji, insanlığın gelişiminin ve hayat kalitesinin merkezindedir. Enerji tüketimi bir ülkenin refah ve gelişmişlik seviyesini gösterir. Son dönemlerde hemen hemen tüm ülkelerin enerji ihtiyacını karşılayamama sorunu, bu konunun öneminin uluslararası düzeye çıktığını göstermektedir. Artan nüfus ve gelişen teknoloji ile enerji ihtiyacı da artmaktadır. Enerji ihtiyacını kapatamayan ülkeler ise bu durumdan olumsuz etkilenmektedir (Laka 2011, Yılmaz 2017). Bununla birlikte günümüz enerji kaynaklarından enerji eldesi günden güne daha maliyetli olmakta ve bu kaynaklar enerji ihtiyacını karşılamada yetersiz kalmaktadır (Kaya 2018).

Dünyada enerji ihtiyacının büyük bir kısmı doğal gaz, kömür ve petrol gibi fosil kaynaklı yakıtlardan temin edilmektedir. Ancak, fosil kaynaklı yakıtların enerji elde etmek için kullanılması ile hava, su ve toprak kirlenmekte, küresel iklim değişikliği, kanser, kalp hastalıkları, solunum yolu rahatsızlıkları gibi sonuçlar ortaya çıkmaktadır. Atmosferdeki CO₂, HC, SO₂, partikül madde ve NO_x emisyonlarının artması ekolojik dengeyi bozmakta ve canlı hayatını tehdit etmektedir. Ayrıca petrol kökenli yakıtların rezervlerinin az olması ve günden güne tükenmesi, hem ülkelerin dışa bağımlılığını hem de petrol fiyatlarını artırmaktadır. Yapılan araştırmalar, enerji kaynaklarının bu şekilde kullanımına devam edilmesi halinde 218 yıl sonra kömürün, 62 yıl sonra doğalgazın ve 41 yıl sonra petrolün biteceğini, 2030 yılında ise çevre kirliliğinin yaklaşık 1,5 katına çıkacağını göstermiştir. Artan enerji ihtiyacını karşılamak amacıyla sürdürülebilir, öz, çevre dostu ve güvenli enerji kaynakları odaklı stratejiler geliştirilmiştir. Enerji kaynaklarının yanı sıra bu kaynaklardan verimli bir şekilde enerji dönüşümü yapabilecek sistemler üzerinde de çalışılmaktadır. Bu sistemlerden biri de sıcak hava motoru olarak ta isimlendirilen Stirling motorudur (Aydın 2010, Altun 2009, Laka 2011, Yılmaz 2017, Önder 2012).

Stirling motoru, farklı sıcaklık seviyelerinde çalışma akışkanının çevrimlik sıkıştırılması ve genişletilmesi ile kapalı bir rejeneratif termodinamik çevrimde çalışan mekanik bir makinedir. Akış, hacim değişimleriyle kontrol edilir ve ısının işe net bir dönüşümü söz konusudur. Motor, iki izoterm ve iki izokor hal değişiminden oluşan Stirling çevrimine

göre çalışır. Stirling motorunda çeşitli çalışma akışkanları kullanılabilir. Birkaç ayrıntı dışında, 19. yy'da tüm rejeneratif motorlarda hava kullanılmış ve bu yüzden "hava motoru" veya "sıcak-hava motoru" olarak isimlendirilmişlerdir. Hava dışında hidrojen ve helyum gazları da çalışma akışkanı olarak kullanılmış ve dikkat çekici sonuçlar vermiştir (Walker 1980).

Stirling motorlarında çalışma akışkanının sahip olduğu enerjinin hareket enerjisine dönüştürülmesi için hareket iletim mekanizması kullanılır. Hareket iletim mekanizmalarına göre Stirling motorları krank-biyel mekanizmalı, rhombic hareket mekanizmalı, eğik plakalı ve serbest pistonlu olarak sıralanabilir. Bu hareket mekanizmaları içerisinde rhombic hareket mekanizması tüm tek silindirli motorlar için en gelişmiş ve bilinen hareket iletim mekanizmasıdır (Thombare and Verma 2008).

Motor, çalışma akışkanının sırasıyla sıkıştırma, ısıtma, genişleme ve soğutma süreçlerinde geçeceği şekilde tasarlanmıştır. Genişleme esnasında çalışma akışkanı yüksek sıcaklık ve basınçta olduğu için, sıkıştırma esnasında harcanan güçten daha fazla üretir ve iki güç arasındaki fark motorun faydalı gücüdür. Sisteme eklenen tüm ısılar yüksek sıcaklık ısısı iken; sistemden uzaklaştırılan ısılar ise atık ısı ve mekanik güçtür (Ross 1993).

Bu çalışmada, beta tipi bir Stirling motorunun hava ve helyum olmak üzere iki farklı çalışma akışkanı ile performans testleri gerçekleştirilmiştir. Yanal kuvvetleri dengelemek ve motor performansını artırmak amacıyla rhombic hareket mekanizması kullanılmıştır. Deneyle 2, 3, 4, 5, 6 ve 7 bar şarj basınçlarında, 700 ± 10 °C sıcak uç ve 27 ± 5 °C soğuk uç sıcaklığında yapılmıştır.

2. LİTERATÜR ve STIRLING MOTORU

2.1 Literatür

Çınar vd. (2005), gama tipi bir Stirling motorunda hava, argon ve helyum gazı gibi farklı çalışma akışkanlarının motor performansına etkisini araştırmışlardır. Deneyler 700-1000 °C ısıtıcı sıcaklıklarında ve 1-4,5 bar şarj basınçlarında gerçekleştirilmiştir. Maksimum motor gücü helyum gazı ile 1000 °C ısıtıcı sıcaklığı ve 4 bar şarj basıncında 128 W olarak elde edilmiştir (Çınar *et al.* 2005a).

Çınar vd. (2005), beta tipi bir Stirling motorunu 800, 900 ve 1000 °C ısıtıcı sıcaklıklarında çalışma maddesi olarak atmosferik koşullarda hava kullanarak test etmişlerdir. Maksimum motor gücünü 1000 °C ısıtıcı sıcaklığı ve 208 dev/dk motor devrinde 5,98 W olarak elde etmişlerdir (Çınar *et al.* 2005b).

Erol (2009), 770 cm³ süpürme hacmine sahip düşük sıcaklık farklı gama tipi bir Stirling motorunun tasarımını ve imalatını gerçekleştirmiştir. Atmosferik koşullarda çalışma akışkanı olarak hava ile LPG yakıtlı ısıtıcı ile yapılan deneylerde maksimum motor gücü 215 dev/dk motor devrinde 3,06 W olarak elde edilmiştir (Erol 2009).

Cheng ve Yu (2010), beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motoru için teorik bir model hazırlayarak fiziksel ve geometrik parametrelerin motor gücü ve verimine etkilerini incelemişlerdir. Analizde dişliler arasındaki mesafe, rejeneratif aralık, ısı kaynağı sıcaklığı gibi parametreler optimize edilmiştir. Analiz sonuçlarına göre rejeneratif aralık 0,00005 m iken, motor gücü ve verimi sırasıyla 16,75 W ve %13,1 olarak elde edilmiştir. Ayrıca ısı kaynağı 600 K – 1200 K sıcaklığa ulaştığında motor gücü 7,96 W'tan 32,78 W'a ulaşmıştır (Cheng and Yu 2010).

Karabulut vd. (2010), manivela hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunu LPG yakıtlı ısıtıcı ve helyum gazı ile 180, 220 ve 260 °C sıcak uç sıcaklıklarında test etmişlerdir. Deneylerde, maksimum motor gücü ve momentleri 260 °C sıcak uç sıcaklığı

ve 4 bar şarj basıncında sırası ile 183 W ve 3,99 Nm olarak elde edilmiştir (Karabulut *et al.* 2010).

Kwankaomeng vd. (2011), 110 cm³ süpürme hacmine sahip rhombic hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun tasarımı, imalatını ve testlerini gerçekleştirmişlerdir. Isı kaynağı olarak LPG yakıtlı ısıtıcı ve çalışma maddesi olarak hava kullanılarak yapılan deneylerde motorun maksimum gücü 360 dev/dk motor devrinde 7,85 W olarak elde edilmiştir (Kwankaomeng *et al.* 2011).

Aksoy (2011), güneş enerjisiyle çalışan beta tipi bir Stirling motorunun bakır, alüminyum ve paslanmaz çelik olmak üzere üç farklı kaviti ile performans testlerini gerçekleştirmiştir. Helyum gazı ile yapılan deneylerde, motorun maksimum momenti ve gücü 6 bar şarj basıncında alüminyum kaviti ile sırasıyla 2,93 Nm ve 64,37 W olarak belirlenmiştir (Aksoy 2011).

Cheng vd. (2013), bir Stirling motorunun tasarımını, imalatını ve performans testlerini gerçekleştirmişlerdir. 120 tel örgülü rejeneratör kullanılarak 850 °C sıcaklıkta, 8 bar şarj basıncında ve 1400 dev/dk motor devrinde motorun maksimum gücü 390 W güce ulaşabilmektedir (Cheng *et al.* 2013).

Akyel (2015), rhombic hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun tasarımını, imalatını ve performans testlerini gerçekleştirmiştir. Çalışma maddesi olarak hava ile yapılan deneyler 500±5, 600±5 ve 700±5 °C sıcak uç sıcaklıklarında 1-4 bar şarj basıncı aralığında yapılmıştır. Maksimum motor gücünü 700±5 °C sıcak uç sıcaklığında, 3 bar şarj basıncında ve 466 dev/dk motor devrinde 244 W olarak elde edilmiştir (Akyel 2015).

Badr vd. (2016), MSC ADAMS yazılımında teorik bir model oluşturarak beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunu optimize etmişlerdir. Teorik modelde sıkıştırma ve genişleme boşluklarının sıcaklıklarını, ataletleri, tüm gaz kuvvetleri, kütleleri ve sürtünme kuvvetlerini dikkate almışlardır. Optimizasyon sonucunda motor gücü 42,5 W'tan 135 W'a yükselmiştir (Badr *et al.* 2016).

Arslan (2016), rejeneratörsüz ve farklı hacimlerde (60 cm^3 ve 120 cm^3) rejeneratörlü olmak üzere rhombic hareket mekanizmasına sahip beta tipi bir Stirling motorunun performans testlerini gerçekleştirmiştir. Deneylede çalışma akışkanı olarak helyum gazı kullanılmıştır. Deneysel sonuçlara göre 60 cm^3 rejeneratör hacminde, $800 \text{ }^\circ\text{C}$ sıcak uç sıcaklığı ve 5 bar şarj basıncında maksimum motor momenti 741 dev/dk motor devrinde 26,11 Nm olarak elde edilmiştir. Maksimum motor gücü ise aynı çalışma şartlarında 1099 dev/dk motor devrinde 2353 W olarak belirlenmiştir (Arslan 2016).

Yang ve Cheng (2017), rhombic hareket mekanizmasına sahip 500 W gücündeki beta bir Stirling motorunun performansını tahmin edebilmek ve motorun performansını artırmak için teorik bir model geliştirmişlerdir. Teorik modelde tüm çalışma alanlarında ki akış kayıpları ve basınç düşüşleri göz önüne alınmıştır. Model özellikle yüksek motor devirlerinde motor gücünü daha iyi tahmin etmiştir. Prototip motordan 1100 K ısıtma sıcaklığında ve 1665 dev/dk motor devrinde 556 W güç elde edilmiş ve bu verilerin teorik modelden elde edilen verilerle benzer olduğu görülmüştür (Yang and Cheng 2017).

Çınar vd. (2018), alfa tipi bir Stirling motorunu imal etmiş ve performans testlerini gerçekleştirmişlerdir. Deneyle 1-4 bar şarj basınçları aralığında ve 800, 850, 900, 950 ve $1000 \text{ }^\circ\text{C}$ ısıtıcı sıcaklıklarında yapılmıştır. Çalışma maddesi olarak hava ve helyum gazının kullanıldığı deneylede maksimum motor gücü helyum gazı ile 3,5 bar şarj basıncı, $1000 \text{ }^\circ\text{C}$ ısıtıcı sıcaklığı ve 437 dev/dk motor devrinde 30,7 W olarak ölçülmüştür (Çınar *et al.* 2018a).

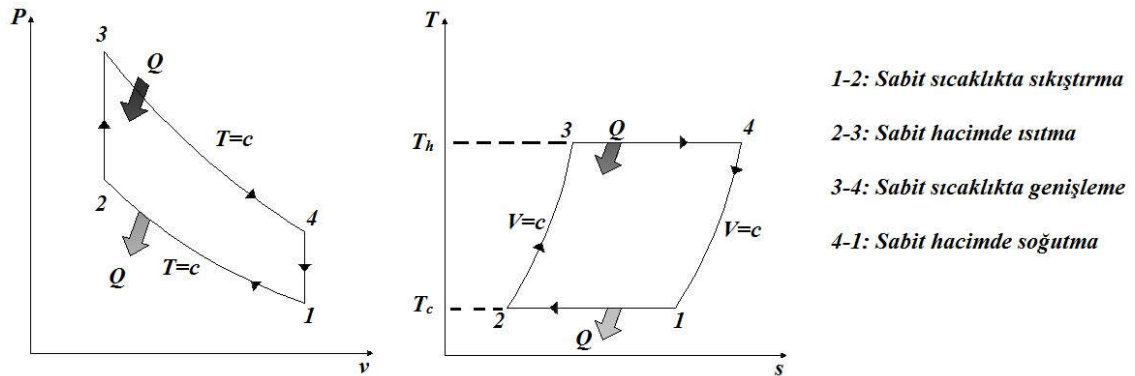
Yang vd. (2018), 1 kW gücünde rhombic hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun dinamik davranışını teorik bir model ile tahmin etmiş ve deneysel verilerle karşılaştırmıştır. Deneysel olarak motorun maksimum gücü 1313 dev/dk motor devrinde 1358 W olarak elde edilmiştir. Bu verilerin teorik modelden elde edilen verilerle uyumlu olduğu belirtilmiştir (Yang *et al.* 2018).

2.2 Stirling Motoru

2.2.1 Stirling Çevrimi

Stirling motoru, Stirling çevrimi olarak isimlendirilen rejeneratif kapalı bir çevrimle çalışan dıştan ısıtmalı bir motordur. Bir Stirling motorunda soğuk akışkanı sıkıştırmak için iş harcanır ve basıncını artırmak için akışkan ısıtılır. Sıcak ve basıncı yüksek akışkan genişletilerek iş üretilir. Bu iş, soğuk akışkanı sıkıştırmak için gereken işten daha fazladır. Son olarak, akışkan bir sonraki çevrimde sıkıştırılmadan önce soğutulur. Çalışma akışkanının ısıtılıp soğutulması, bir ısıtıcı, soğutucu veya rejeneratör gibi ısı değiştiricileri ile sağlanır (Andersen *et al.* 2006).

İdeal çevrimde, maksimum güç ve verimlilik için sisteme verilen ve sistemden çekilen ısının sabit sıcaklıkta transfer edilmesi gerekmektedir. Benzer şekilde rejeneratör matrisinin belirli bir bölgesinde çalışma akışkanı ile rejeneratör arasında ısı sabit sıcaklıkta transfer edilmelidir. İdeal teorik çevrim, performansın mutlak üst sınırının tanımını yapar. Gerçek çevrimde, ölü hacim, adyabatik çevrim, termal kayıplar, termal iletim, konveksiyon ve ışıyım kayıpları, ısı değiştirici sıcaklık potansiyeli, mükemmel olmayan rejenerasyon ve sürtünmeler, güç ve verimliliği etkileyen faktörlerdir (Walker 1980). İzotermal genişleme, izokorik soğutma, izotermal sıkıştırma ve izokorik ısıtma olmak üzere dört termodinamik süreçten oluşan Stirling çevriminin P-v ve T-s diyagramları Şekil 2.1’de verilmiştir.



Şekil 2.1 Stirling çevriminin P-v ve T-s diyagramları (Arslan 2016).

Şekil 2.1’de görüldüğü gibi sisteme giren ve çıkan ısılar hesaplanırsa, sistemden sabit sıcaklıkta 1-2 işlemi boyunca atılan özgül ısı;

$$q_{12} = R \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right) \text{ (kJ/kg)} \quad (2.1)$$

olur. Sisteme sabit hacimde 2-3 işlemi boyunca verilen özgül ısı;

$$q_{23} = c_v \cdot (T_3 - T_2) \text{ (kJ/kg)} \quad (2.2)$$

olur. Sisteme sabit sıcaklıkta 3-4 işlemi boyunca verilen özgül ısı;

$$q_{34} = R \cdot T_3 \cdot \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) \text{ (kJ/kg)} \quad (2.3)$$

olur. Sistemden sabit hacimde 4-1 işlemi boyunca atılan özgül ısı;

$$q_{41} = c_v \cdot (T_4 - T_1) \text{ (kJ/kg)} \quad (2.4)$$

olur. Sisteme verilen toplam özgül ısı;

$$q_i = q_{23} + q_{34} \text{ (kJ/kg)} \quad (2.5)$$

ile bulunur. Sistemden dışarı atılan toplam özgül ısı ise;

$$q_o = q_{12} + q_{41} \text{ (kJ/kg)} \quad (2.6)$$

ile bulunur. Çevrimde $V_4=V_1$ ve $V_2=V_3$ olduğundan;

$$q_{34} = R \cdot T_3 \cdot \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) = R \cdot T_3 \cdot \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right) \text{ (kJ/kg)} \quad (2.7)$$

olarak yazılabilir. Ayrıca $T_1=T_2=T_c$ ve $T_3=T_4=T_h$ olduğundan

$$(T_h - T_c) = (T_3 - T_2) = (T_4 - T_1) \text{ (K)} \quad (2.8)$$

alınabilir. İşe çevrilen özgül ısı miktarı ise;

$$q_{\text{net}} = q_i - q_o \text{ (kJ/kg)} \quad (2.9)$$

olduğundan,

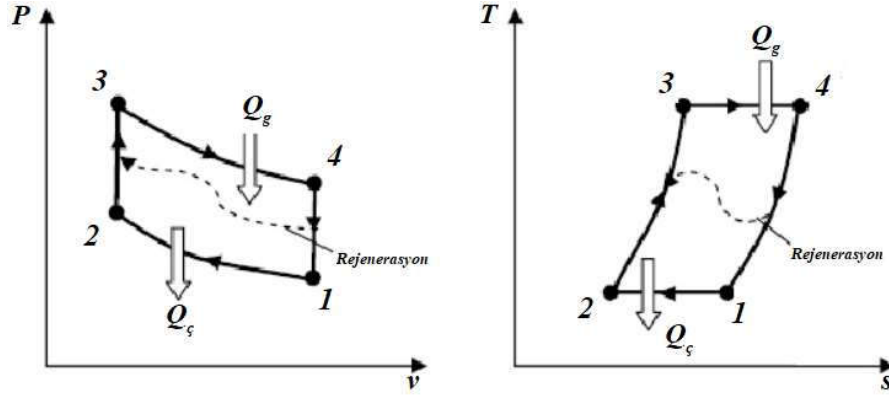
$$q_{\text{net}} = (T_h - T_c) \cdot R \cdot \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right) \text{ (kJ/kg)} \quad (2.10)$$

olur. Çevrimin termik verimi ise;

$$\eta_t = \frac{q_{\text{net}}}{q_i} = \frac{(T_h - T_c) \cdot R \cdot \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)}{c_v \cdot (T_h - T_c) + R \cdot T_h \cdot \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)} \quad (2.11)$$

olur (Aksoy 2011).

Rejeneratör, soğutucu ve ısıtıcı arasına yerleştirilen bir ısı değiştiricidir. Çevrimin ilk yarısında çalışma akışkanı, ısıtıcıdan rejeneratör boyunca soğutucuya transfer edilir. Bu esnada rejeneratör sıcak akışkanın ısınısını çeker. Çevrimin ikinci yarısında ise soğuk akışkan soğutucudan rejeneratör boyunca ısıtıcıya transfer edilir. Bu esnada soğuk akışkan rejeneratörün ısınısını çeker. Bu durumda rejeneratör bir ısı depo olarak görev yapar ve ısıtıcıdan alınması gereken ısıyı azaltmış olur (Almajri *et al.* 2017). Teorik Stirling çevrimi rejeneratör kullanımı ile rejeneratif teorik Stirling çevrimi haline gelir. Çevrimde sabit hacimde soğutma sürecinde ısı çıkışı gerçekleşmektedir. Rejenerasyon ile dışarı atılan bu ısı, rejeneratörde depo edilir. Sabit hacimde ısıtma sürecinde rejenerasyon ile depo edilen ısı yeniden sisteme kazandırılır. Dolayısıyla teorik rejeneratif Stirling çevriminin P-v ve T-s diyagramları Şekil 2.2'de ki gibi olur.



Şekil 2.2 Renejeratif teorik Stirling çevriminin P-v ve T-s diyagramları.

Rejeneratif teorik Stirling çevriminde sabit hacimde gerçekleşen ısı transferleri birbirine eşittir. Sistemden çıkan özgül ısı,

$$q_c = q_{12} \text{ (kJ/kg)} \quad (2.12)$$

olur. Sisteme giren özgül ısı ise,

$$q_g = q_{34} \text{ (kJ/kg)} \quad (2.13)$$

olur. Eşitlik 2.7, 2.8 ve 2.9 ile net özgül ısı,

$$q_{\text{net}} = R \cdot \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right) \cdot (T_H - T_C) \text{ (kJ/kg)} \quad (2.14)$$

olur. Bu durumda rejeneratif teorik Stirling çevriminin termik verimi,

$$\eta_t = \frac{q_{\text{net}}}{q_g} = \frac{R \cdot \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right) \cdot (T_H - T_C)}{R \cdot T_H \cdot \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)} = \frac{T_H - T_C}{T_H} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (2.15)$$

olur. Bu yüzden, teorik olarak rejeneratörlü Stirling çevriminin termik dönüşüm verimi aynı sıcaklık aralıklarında Carnot verimine eşittir. Bu ifade, T_{max} ve T_{min} olmak üzere iki sabit sıcaklıkta mümkün olan en yüksek verim değeridir. Sisteme veya sistemden ısı transferi gerçekleştiğinde elde edilir (Walker 1980, Ni *et al.* 2016).

2.2.2 Stirling Motorlarının Türleri

Stirling motorları mekanik tasarımla yönünden incelendiğinde tek etkili, çift etkili, serbest pistonlu ve düşük sıcaklık farklı olmak üzere dörde ayrılabilir (Walker 1980).

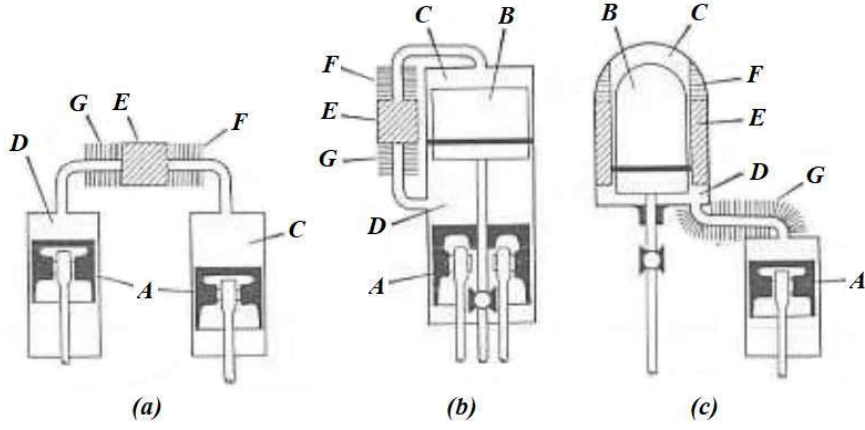
2.2.2.1 Tek Etkili Stirling Motorları

Tek etkili Stirling motorları, biri piston olmak üzere karşılıklı hareket eden iki elemanlı bir veya iki silindir içindeki genişleme boşluğu, sıkıştırma boşluğu ısı değiştiricilerinden meydana gelen motorlardır. Diğer eleman güç pistonu-displacer'dan herhangi biri olabilir. R. Meijer tarafından icat edilmiş Philips rhombic hareket mekanizmalı Stirling motoru, tek etkili Stirling motoruna bir örnektir. Bu motorlar daha çok rhombic hareket mekanizmalı tek etkili, tek silindirli, displacer ve güç pistonlu Stirling motorları olarak tanımlanabilir. Düşük çıkış gücüne sahip çok küçük boyutlu motorlardan, silindir başına 100 beygir gücüne sahip büyük motorlara kadar geniş bir alana sahiptir. Tek silindirli motorlar veya ortak bir krank miline bağlanmış ve ortak bir karter üzerine kurulmuş çoklu üniteler olarak çalışabilirler (Walker 1980).

Tek etkili Stirling motorları genel olarak iki sınıfa ayrılırlar,

- İki pistonlu motorlar
- Güç piston-displacer motorları

Bir alt grupta ise tek silindirde çalışan güç pistonu ve displacer'ın olduğu motorlar ve ayrı silindirlerin olduğu motorlar arasında yapılabilir (Walker 1980). Şekil 2.3'te Stirling motorlarının genel olarak gruplandırılması gösterilmiştir.



a) Ayrı silindirlerde iki piston, b) Aynı silindirde güç pistonu-displacer, c) Ayrı silindirlerde güç pistonu-displacer.

Şekil 2.3 Çoğu Stirling motorunun sınıflandırılabilir üç temel tip Stirling motoru (Walker 1980).

Şekil 2.3'te ki gruplandırmalar günümüzde sırasıyla alfa, beta ve gama tipi Stirling motorları olarak bilinmektedir. Dinamik yapıları farklı olsa da tüm motorların termodinamik çevrimleri aynıdır (Chahartaghi and Sheykhi 2018).

Prensip olarak bir güç pistonu ile displacer arasındaki fark, displacer'ın çalışma akışkanının yerini genişleme ve sıkıştırma boşluklarında değiştirmesi iken; güç pistonunun çalışma akışkanını sıkıştırıp genişletmesi ile net iş üretmesidir. Bazı motorlarda yer değiştirme işlemi, kendisinin rejeneratif ısı değiştiricisini oluşturan gözenekli bir metalik matris tarafından yapılır. Bu rejeneratif yer değiştirme pistonu olarak adlandırılır (Walker 1980).

Alfa tipi Stirling motorları için;

Alfa tipi Stirling motorları, bir ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucuyla seri olarak bağlanan ayrı silindirlerde iki pistonu sahiptir. Kavramsal olarak en basit Stirling motoru konfigürasyonu olsa da pistonların kaçakları engellemek için sızdırmazlık elemanına ihtiyacı vardır. Otomotiv motorları gibi yüksek gücün gerekli olduğu yerlerde çoklu silindir konfigürasyonuna dönüştürülebilirler. Çok silindirli alfa konfigürasyonlarında, silindirler birbirine seri bağlıdır. Bir silindirin genişleme boşluğu, seri bağlı bir ısıtıcı,

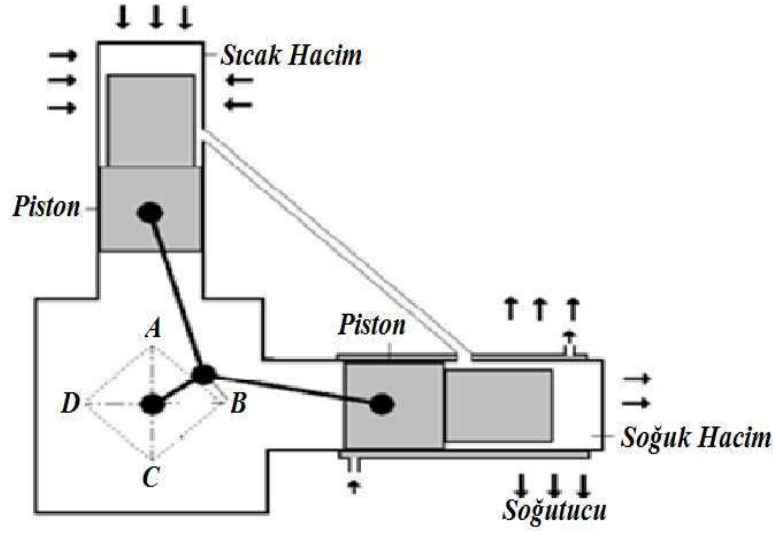
rejeneratör ve soğutucu aracılığıyla bir sonraki silindirin sıkıştırma boşluğuna bağlanır. Pistonlar bir eğik plaka ile tahrik edilir ve bitişik pistonlar arasında 90 °lik bir faz farkı oluşur (Thombare and Verma 2008). Alfa tipi Stirling motorlarının çalışma prensibi Şekil 2.4'te verilmiştir.

Şekil 2.4'te görüldüğü gibi kol muylusu A noktasındayken sıcak silindir pistonu kendi kursunun üst ölü noktasındadır ve çalışma akışkanının büyük bir kısmı soğuk silindirde. Kol muylusu A noktasından B noktasına doğru ilerlerken çalışma akışkanı soğuk silindirden sıcak silindire doğru hareket eder ve akışkana ısı girişi gerçekleşir. Bu esnada soğuk hacim azalırken sıcak hacim artmakta ve toplam hacim sabit kalmaktadır. Bu yüzden A-B aralığı sabit hacimde ısıtma süreci olarak tanımlanır (Önder 2012).

Kol muylusu B noktasındayken soğuk silindir pistonu kendi kursunun üst ölü noktasındadır. Bu esnada çalışma akışkanının büyük bir kısmı sıcak silindirde genişlemektedir. Kol muylusu B noktasından C noktasına doğru hareket ederken her iki pistonunda kendi kursunun alt ölü noktalarına doğru ilerlemekte ve toplam hacim artmaktadır. Sıcak silindirde çalışma akışkanı genişlerken aynı anda ısıtıldığı için B-C aralığı sabit sıcaklıkta genişleme süreci olarak tanımlanır (Önder 2012).

Kol muylusu C noktasındayken sıcak silindir pistonu kendi kursunun alt ölü noktasındadır ve çalışma akışkanının büyük bir kısmı sıcak silindirde. Kol muylusu C noktasından D noktasına doğru ilerlerken çalışma akışkanı sıcak silindirden soğuk silindire doğru hareket eder ve akışkandan ısı çıkışı gerçekleşir. Bu esnada sıcak hacim azalırken soğuk hacim artmakta ve toplam hacim sabit kalmaktadır. Bu yüzden C-D aralığı sabit hacimde soğutma süreci olarak tanımlanır (Önder 2012).

Kol muylusu D noktasındayken soğuk silindir pistonu kendi kursunun alt ölü noktasındadır. Bu esnada çalışma akışkanının büyük bir kısmı soğuk silindirde sıkıştırılmaktadır. Kol muylusu D noktasından A noktasına doğru hareket ederken her iki pistonunda kendi kursunun üst ölü noktalarına doğru ilerlemekte ve toplam hacim azalmaktadır. Soğuk silindirde çalışma akışkanı sıkışırken aynı anda soğutulduğu için D-A aralığı sabit sıcaklıkta sıkıştırma süreci olarak tanımlanır (Önder 2012).



Şekil 2.4 Alfa tipi Stirling motorlarının çalışma prensibi (Arslan 2016).

Beta tipi Stirling motorları için;

Beta tipi Stirling motorlarında güç pistonu ve yer değiştirme pistonu aynı silindir içerisine yerleştirilmiştir. Güç pistonu ve yer değiştirme pistonu arasında kalan bölge soğuk hacim, yer değiştirme pistonunun üzerinde kalan bölge ise sıcak hacim olarak adlandırılır (Thombare and Verma 2008). Yer değiştirme pistonunun rodu güç pistonunun içerisinden geçerek krank miline bağlanmaktadır. Yüksek basınçlarda çalışmayan motorlarda genellikle rejeneratör bölgesi, displacer ile cidarı arasında kalan bölgedir ve bu tip motorlar Stirling tip motorlar olarak adlandırılır. Yüksek basınçlarda çalışan motorlarda ise ısı transfer yüzeyinin geniş olması gerektiğinden, ayrı bir ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratöre ihtiyaç vardır ve bu tip motorlar Rankine-Napier tip motorlar olarak adlandırılırlar (İncili 2018). Şekil 2.5'te beta tipi Stirling motorlarının çalışma prensibi verilmiştir.

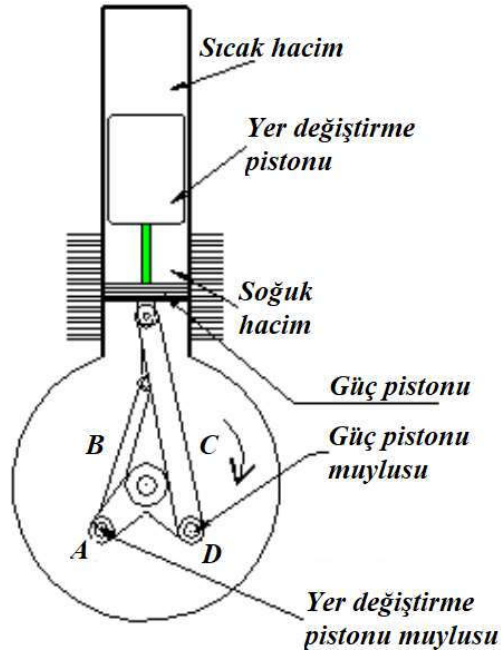
Şekil 2.5'te görüldüğü gibi yer değiştirme pistonu muylusu A noktasındayken her iki piston da kendi kursunun alt ölü noktası civarındadır. Bu esnada çalışma akışkanının büyük bir kısmı sıcak hacimdedir. Yer değiştirme pistonu muylusu A noktasından B noktasına doğru ilerlerken çalışma akışkanı sıcak hacimden soğuk hacme doğru hareket eder ve akışkandan ısı çıkışı gerçekleşir. Bu süreçte, güç pistonu kendi kursunun alt ölü

noktası civarında hareket ettiğinden toplam hacmin sabit kaldığı kabul edilir. Dolayısıyla A-B aralığı sabit hacimde soğutma süreci olarak tanımlanır (Önder 2012).

Yer değiştirme pistonu muylusu B noktasındayken güç pistonu kendi kursunun alt ölü noktası civarında; yer değiştirme pistonu ise kendi kursunun üst ölü noktası civarındadır. Bu esnada çalışma akışkanının büyük bir kısmı soğuk hacimdedir. Yer değiştirme pistonu muylusu B noktasından C noktasına doğru hareket ederken yer değiştirme pistonu kendi kursunun üst ölü noktası civarında hareket etmekte ve güç pistonu ise kendi kursunun üst ölü noktasına doğru ilerleyerek çalışma akışkanını soğuk hacimde sıkıştırmaktadır. Dolayısıyla toplam hacim azalmaktadır. Soğuk hacimde çalışma akışkanı sıkışırken aynı anda soğutulduğu için B-C aralığı sabit sıcaklıkta sıkıştırma süreci olarak tanımlanır (Önder 2012).

Yer değiştirme pistonu muylusu C noktasındayken her iki pistonda kendi kursunun üst ölü noktası civarındadır. Bu esnada çalışma akışkanının büyük bir kısmı soğuk hacimdedir. Yer değiştirme pistonu muylusu C noktasından D noktasına doğru ilerlerken çalışma akışkanı soğuk hacimden sıcak hacme doğru hareket eder ve akışkana ısı girişi gerçekleşir. Bu süreçte, güç pistonu kendi kursunun üst ölü noktası civarında hareket ettiğinden toplam hacmin sabit kaldığı kabul edilir. Dolayısıyla C-D aralığı sabit hacimde ısıtma süreci olarak tanımlanır (Önder 2012).

Yer değiştirme pistonu muylusu D noktasındayken güç pistonu kendi kursunun üst ölü noktası civarında; yer değiştirme pistonu ise kendi kursunun alt ölü noktası civarındadır. Bu esnada çalışma akışkanının büyük bir kısmı sıcak hacimdedir. Yer değiştirme pistonu muylusu D noktasından A noktasına doğru hareket ederken yer değiştirme pistonu kendi kursunun alt ölü noktası civarında hareket etmekte ve güç pistonu ise kendi kursunun alt ölü noktasına doğru ilerleyerek çalışma akışkanını sıcak hacimde genişletmektedir. Dolayısıyla toplam hacim artmaktadır. Sıcak hacimde çalışma akışkanı genişlerken aynı anda ısıtıldığı için D-A aralığı sabit sıcaklıkta genişleme süreci olarak tanımlanır (Önder 2012).



Şekil 2.5 Beta tipi Stirling motorlarının çalışma prensibi (Önder 2012).

Gama tipi Stirling motorları için;

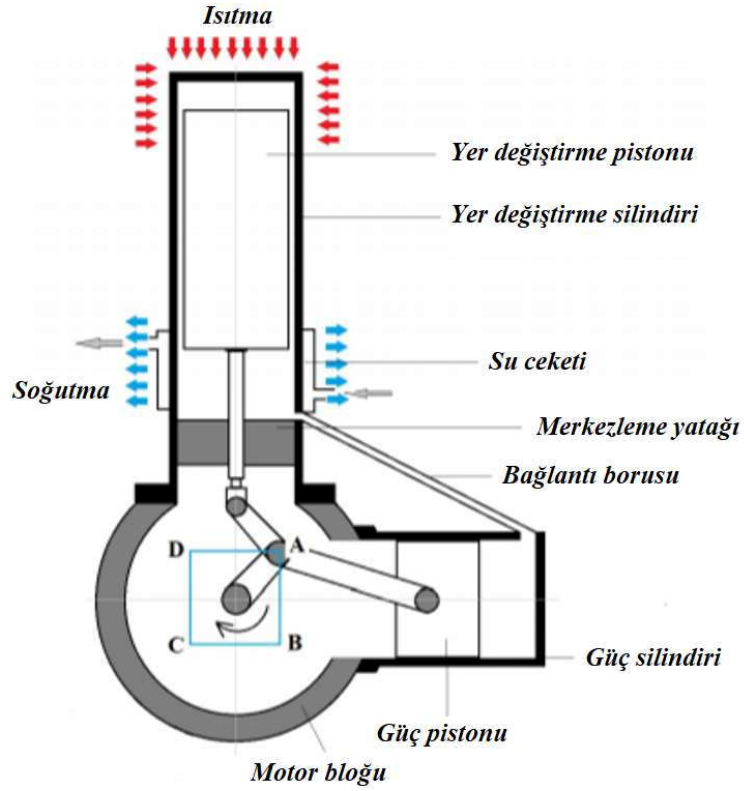
Gama tipi Stirling motorları ayrı silindirlerde çalışan displacer ve güç pistonu konfigürasyonu ile beta tipi Stirling motorlarına benzerdir. Motorun sıkıştırma hacimleri bir bağlantı borusu ile birbirine bağlanmıştır. Genişleme ve sıkıştırma silindirleri arasında soğutucu, ısıtıcı ve rejeneratör seri olarak bağlanır. Bu konfigürasyon, basit krank mekanizması avantajı sağlar (Thombare and Verma 2008). Displacer çalışma akışkanının ısıtılıp soğutulmasını sağlarken; güç pistonu ise çalışma akışkanını sıkıştırıp genişletir (İncili 2018). Şekil 2.6’da Gama tipi Stirling motorunun çalışma prensibi verilmiştir.

Şekil 2.6’te görüldüğü gibi krank mili muylusu A noktasındayken her iki pistonu kendi kursunun üst ölü noktası civarındadır. Muylu A noktasından B noktasına doğru ilerlerken çalışma akışkanı yer değiştirme pistonunun üst kısmına doğru hareket eder ve akışkana ısı girişi gerçekleşir. Bu süreçte, güç pistonu kendi kursunun üst ölü noktası civarında hareket ettiğinden toplam hacmin sabit kaldığı kabul edilir. Dolayısıyla A-B aralığı sabit hacimde ısıtma süreci olarak tanımlanır (Çınar *et al.* 2018b).

Krank mili muylusu B noktasındayken güç pistonu kendi kursunun üst ölü noktası civarında; yer değiştirme pistonu ise kendi kursunun alt ölü noktası civarındadır. Bu esnada çalışma akışkanının büyük bir kısmı yer değiştirme silindirindedir. Muylu B noktasından C noktasına doğru hareket ederken yer değiştirme pistonu kendi kursunun alt ölü noktası civarında hareket etmekte ve güç pistonu ise kendi kursunun alt ölü noktasına doğru ilerleyerek çalışma akışkanını yer değiştirme silindirinde genişletir. Dolayısıyla toplam hacim artmaktadır. Yer değiştirme silindirinde çalışma akışkanı genişlerken aynı anda ısıtıldığı için B-C aralığı sabit sıcaklıkta genişleme süreci olarak tanımlanır (Çınar *et al.* 2018b).

Krank mili muylusu C noktasındayken her iki pistonda kendi kursunun alt ölü noktası civarındadır. Muylu C noktasından D noktasına doğru ilerlerken çalışma akışkanı yer değiştirme silindirinden güç silindirine doğru hareket eder ve akışkandan ısı çıkışı gerçekleşir. Bu süreçte, güç pistonu kendi kursunun alt ölü noktası civarında hareket ettiğinden toplam hacmin sabit kaldığı kabul edilir. Dolayısıyla C-D aralığı sabit hacimde soğutma süreci olarak tanımlanır (Çınar *et al.* 2018b).

Krank mili muylusu D noktasındayken güç pistonu kendi kursunun alt ölü noktası civarında; yer değiştirme pistonu ise kendi kursunun üst ölü noktası civarındadır. Bu esnada çalışma akışkanının büyük bir kısmı güç silindirindedir. Muylu D noktasından A noktasına doğru hareket ederken yer değiştirme pistonu kendi kursunun üst ölü noktası civarında hareket etmekte ve güç pistonu ise kendi kursunun üst ölü noktasına doğru ilerleyerek çalışma akışkanını güç silindirinde sıkıştırmaktadır. Dolayısıyla toplam hacim azalmaktadır. Güç silindirinde çalışma akışkanı sıkışırken aynı anda soğutulduğu için D-A aralığı sabit sıcaklıkta sıkıştırma süreci olarak tanımlanır (Çınar *et al.* 2018b).

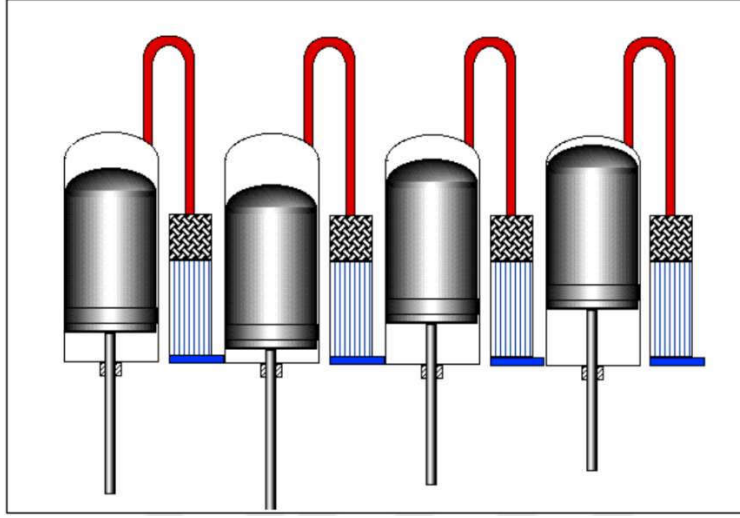


Şekil 2.6 Gama tipi Stirling motorlarının çalışma prensibi (Çınar *et al.* 2018b).

2.2.2.2 Çift Etkili Stirling Motorları

Çift etkili Stirling motoru düşüncesi, 1853 yılında mühendis Charles Lois Franchot tarafından ortaya atılmıştır. Bir silindirin genişleme boşluğunun çoklu ısı eşanjörleri vasıtasıyla diğer silindirin sıkıştırma boşluğuna bağlandığı çoklu silindirlerden oluşurlar. Genişleme ve sıkıştırma arasındaki gerekli farkı yakalamak için bu motorların en az üç silindirli olmaları gerekmektedir. Bu motorlarda Stirling motoru sayısı, silindir sayısına eşittir (Kaya 2018, Thombare and Verma 2008).

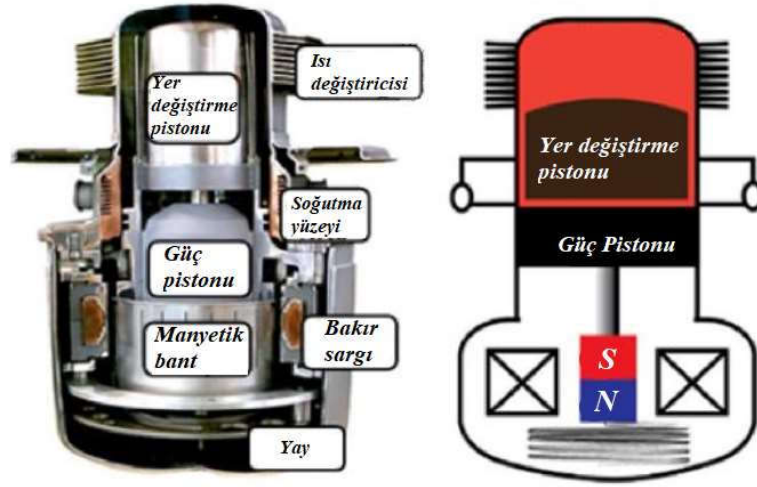
Motorun en büyük avantajı tek etkili Stirling motorlarının sahip oldukları parçaların yarısı kadar parçaya sahip olmalarıdır. Dolayısıyla hareket mekanizmaları basittir (Erol 2009). Ayrıca imalat için gereken masraflarda azdır (Akyel 2015, Çınar 2001). Şekil 2.7’de çift etkili Stirling motoru gösterilmiştir.



Şekil 2.7 Çift etkili Stirling motorları (Kaya 2018).

2.2.2.3 Serbest Pistonlu Stirling Motorları

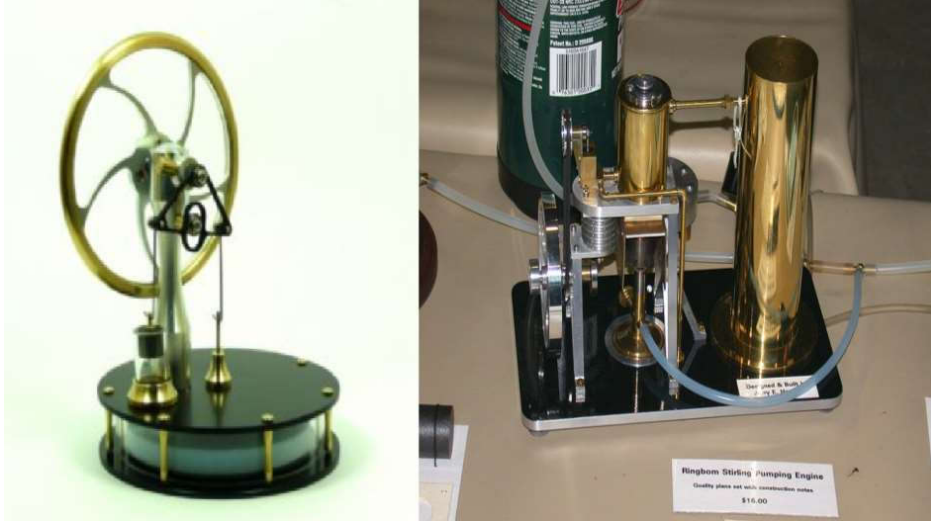
Bu makineler, havacılık endüstrisi gibi çok özel uygulamalarda kullanılmaktadır ve verimi, tahrik mekanizması (krank mili, krank çubuğu) olmadığı için tek etkili Stirling motorlarının veriminden daha yüksektir (Hachem *et al.* 2018). Serbest pistonlu Stirling motoru fikri William Beale tarafından ortaya atılmıştır. Motor, mekanik olarak bir bağlantıya sahip değildir. Dinamik olarak birleştirilen şey gazdır (Thombare and Verma 2008). Çalışma akışkanının meydana getirdiği basınç değişimleri ile sağlanan iş, bir piston ile lineer bir alternatöre iletilir. Displacer ile cidarı arasındaki boşluk çalışma akışkanının boşluklar arasında geçişini sağlar. Sıkıştırma ve genişleme piston salınımı ile gerçekleşmektedir (Erol 2011). Yüksek verime ek olarak, tek etkili Stirling motorlarıyla kıyaslandığında ultra güvenilirlik, mekanik sadelik, düşük seviyelerde aşınma ve kaçaklar, düşük maliyet, yağlama gerektirmeden uzun çalışma ömrü ve temassız çalışma diğer avantajlarıdır. Çalışma akışkanının basınç değişiminden dolayı displacer ve güç pistonunun hareketi birbirinden bağımsızdır. Genel olarak serbest pistonlu Stirling motorları da üç ana tipte (alfa, beta ve gama) sınıflandırılabilir. Beta tipi serbest pistonlu Stirling motorlarında, aynı silindire bir güç pistonu ve bir displacer yerleştirilmiştir ve her ikisi de koaksiyonel yönde ileri geri hareket ederler. Oldukça kompakt yapıda olan beta tipi serbest pistonlu Stirling motorları diğer iki tip motorlarla karşılaştırıldığında daha yüksek verim ve güce sahiptirler (Ye *et al.* 2018). Şekil 2.8'de Serbest pistonlu Stirling motoru verilmiştir.



Şekil 2.8 Serbest pistonlu Stirling motoru (Diouf *et al.* 2018).

2.2.2.4 Düşük Sıcaklık Farklı Stirling Motorları

Düşük sıcaklık farklı Stirling motorları düşük sıcaklıktaki bir ısı kaynağı ile çalışabilen motorlardır. Güneş enerjisi de dahil olmak üzere birçok düşük sıcaklıkta ısı kaynağı mevcuttur. Motorun sıcak ve soğuk uçları arasındaki sıcaklık farkı azdır. 100 °C'nin altındaki sıcaklıklarda atık ısı kaynaklarında elektrik üretimi için ön plana çıkmaktadır. Motor devirleri düşüktür. Displacer'ın uzunluğunun ve stroğunun kısa olmasıyla birlikte strok sonlarında ki bekleme süresi normalden daha uzundur. Displacer silindirinin her iki ucundaki efektif ısı transfer yüzey alanları büyüktür. Displacer ve silindirinin çapları geniştir. Her iki pistonunda süpürme hacimleri oranı yüksektir (Kongtragool and Wongwises 2007). Düşük sıcaklık farklı Stirling motorları iki tasarımdan oluşur. Birincisi, Ringbom motoru olarak adlandırılan sadece güç pistonunun volana bağlı olduğu tek kranklı tasarımdır. Daha sık görülen bu tip motor Ringbom prensibine göre çalışmaktadır. Motorda geniş çaplı ve kısa bir displacer rodu kullanılır. İkincisi ise güç pistonunun ve displacer'ın her ikisinin de volana bağlandığı kinematik motorlardır. Normal bir 90° faz açılı kinematik motor gama konfigürasyonlu bir motordur (Kongtragool and Wongwises 2003). Şekil 2.9'da sırasıyla kinematik ve Ringbom Stirling motorları verilmiştir.



a) Kinematik Stirling motoru b) Ringbom Stirling motoru.

Resim 2.1 Kinematik ve Ringbom Stirling motorları (İnt. Kyn. 1, İnt. Kyn. 2).

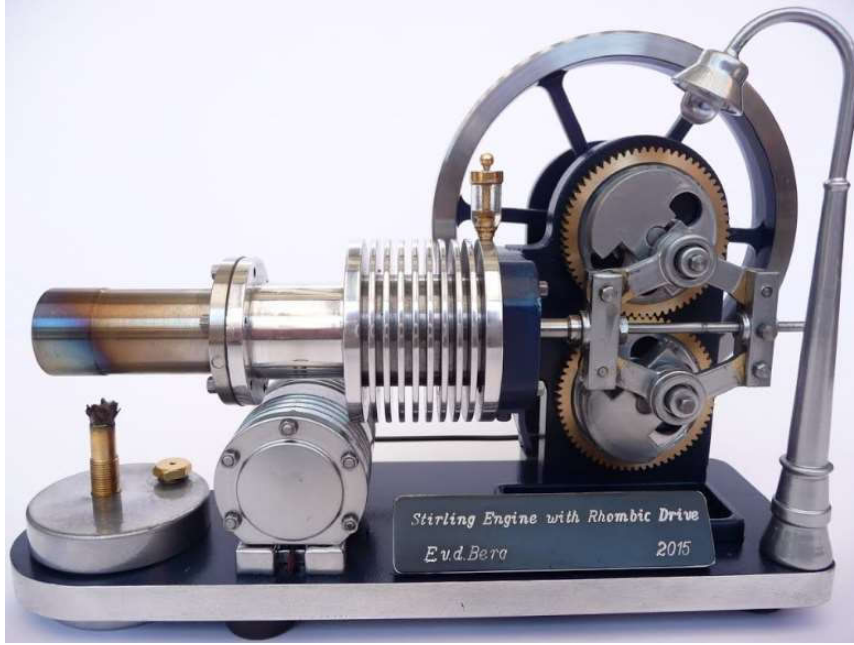
Düşük sıcaklık farklı Stirling motorlarında sıcak ve soğuk bölgeleri birbirinden ayırmak ve ısı kayıpları önlemek gereklidir. Boyu kısa olan displacer'dan dolayı motorun sıkıştırma oranı da azalmaktadır. Displacer'ın çapının geniş olmasının sebebi de sıkıştırma oranının azalmasını engellemektir (Arslan 2016, Özgören 2004).

2.2.3 Hareket iletim Mekanizmaları

2.2.3.1 Rhombic

Rhombic hareket mekanizması, belirli bir faz farkıyla hareket eden güç pistonu ve displacer'ın doğrusal hareketini volanda bir dönme hareketine dönüştürmek için eklemli eşkenar bir dörtgenin kullanıldığı mekanizmadır. Mekanizmanın eklemli eşkenar dörtgeninin üst kısmına güç pistonunun rodu, alt kısmına ise displacer'ın rodu bağlanır. Çapları eşit iki simetrik dişli, dişli merkezlerinden uzak bir mesafede sabitlenmiş eşkenar dörtgenin sağ ve soluna bağlanır. Dişliler temas halindedirler ve zıt yönde dönerler. Bu mekanizma, hareket eksenine dik hareket eden yanal kuvvetleri minimize etmek için displacer ve güç pistonunun eş eksenli hareketini sağlayan simetrik bir mekanizmadır. Böylece piston ve silindir arasındaki temas yüzeyinde sürtünme büyük ölçüde azaltılır. Bu yüzden beta tipi Stirling motoru tasarımcıları tarafından benimsenmiştir (Cheng and Yang 2014). Güç pistonuna gaz basıncı uygulandığında

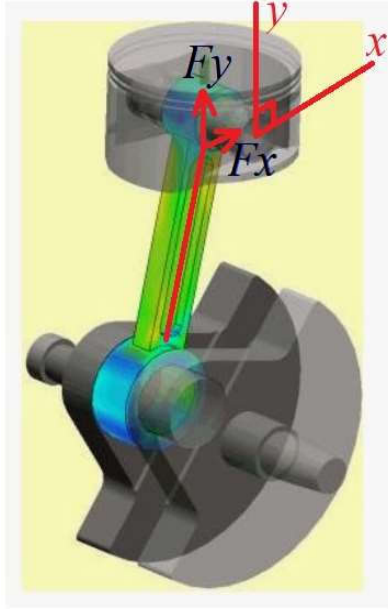
eşkenar dörtgenin üst kısmı aşağı doğru itilir ve dişlilerin dönmesi sağlanır. Bu esnada dişliler eşkenar dörtgenin alt kısmını hareket ettirerek displacer rodunun yukarı doğru gitmesini sağlar (Cheng *et al.* 2013). Stirling motorları için rhombic hareket mekanizması ilk olarak 1953 yılında Rolf Meijer tarafından kullanılmıştır. Düşük titreşim ve ses seviyesine sahiptir (Walker 1980). Resim 2.2’de Stirling motoru için rhombic hareket mekanizması görülmektedir.



Resim 2.2 Rhombic (İnt. Kyn. 3).

2.2.3.2 Krank-Biyel

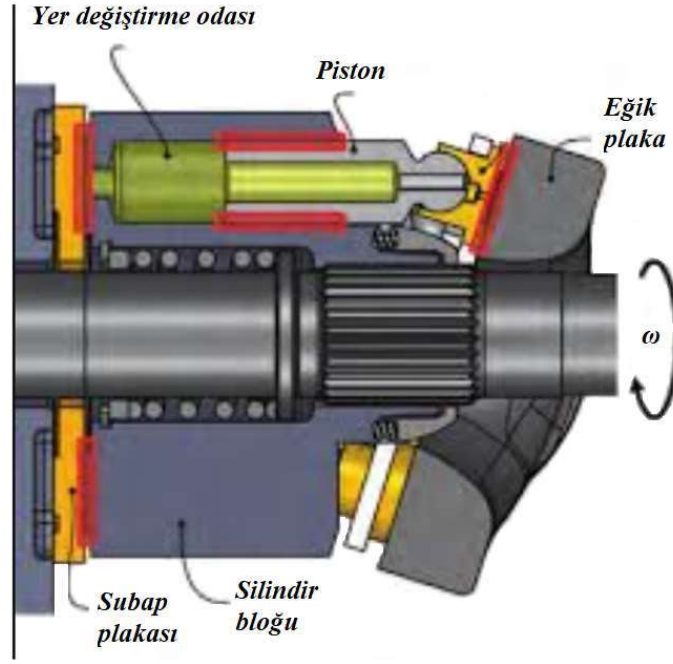
Krank-biyel hareket mekanizmasına sahip Stirling motorları imalat kolaylığı nedeniyle küçük boyutlardaki alfa ve gama tipi motorlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Krank mili karter içinde yağlanmakta ve buradaki basınç minimum olmalıdır. Aksi takdirde motor gücü düşmektedir (Önder 2012). Özellikle çift etkili Stirling motorlarında, yüksek şarj basınçlarında kaçaqları önlemek ve piston üzerindeki kuvvetleri dengelemek için kullanılmaktadır. Displacer’ın roduna yataklandığından yanal sürtünmeler az olsa da; güç pistonuna yanal kuvvet etki ettiğinden sürtünmeler fazladır (Walker 1980, Arslan 2016). Şekil 2.9’da krank biyel mekanizması ve yanal kuvvetler verilmiştir.



Şekil 2.9 Krank-biyel (İnt. Kyn. 4).

2.2.3.3 Eğik Plaka

Eğik plaka hareket mekanizması otomobil motorları için geliştirilmiştir. Sabit bir eğik plaka dinamik olarak dengelenmiş olan bir sistemdir. Silindirler, otomobiller gibi çok sayıda çevrimin gerekli olduğu uygulamalar için sızdırmazlık sisteminde güvenilir bir şekilde karter kapağından kolayca kapatılabilir. Eğik plaka, eğik plaka açısı ve motorun stroku değiştirilerek motor gücü kontrol edilebilir (Thombare and Verma 2008).



Şekil 2.10 Eğik plaka (İnt. Kyn. 5).

Hidrolik pompa ve kompresörlerde kullanılan bu mekanizma bunların dışında Stirling motorlarında da kullanılmaktadır. Kullanıldığı motorlar çok silindirli motorlardır ve yüksek güç seviyelerinde rhombic hareket mekanizmasına kıyasla daha küçük motor boyutlarına ve hafifliğe sahiptir (Üstün 2000).

2.2.4 Stirling Motorlarında Kullanılan Çalışma Akışkanları

Stirling motorlarında enerji dönüşümü için çeşitli çalışma akışkanları kullanılır. Isı transferi ve sürtünme kayıpları açısından bu akışkanlar büyük öneme sahiptir. Genel olarak yaygın bulunduğu için hava; termofiziksel özelliklerinden dolayı helyum ve hidrojen gazları kullanılmaktadır. Hidrojen ve helyumun ısı transfer hızı yüksektir. Ancak hidrojen gazı her ne kadar ucuz ve yüksek performans sağlasa da, patlayıcı bir madde olduğundan daha çok hermetik motorlarda tercih edilmektedir. Hava ile şarj edilen motorlarda, havanın düşük ısı transfer hızından dolayı diğer çalışma akışkanlarına göre yüksek güç ve verim elde edilemez. Her ne kadar yüksek performans sağlayamasa da havanın atmosferden rahat bir şekilde temini, sızdırmazlık ve malzeme problemlerini çözmesi gibi sebeplerle üretim maliyetini diğer akışkanlara göre olumlu etkiler (Çınar 2005a). Stirling motorlarında bir çalışma akışkanının diğerinden iyi

olmasını sağlayan parametreler viskozite, ısıl iletkenlik, özgül ısı ve yoğunluk olmak üzere “taşıma özellikleri” başlığı altında toplanabilir. Çizelge 2.1’de hava, hidrojen, helyum ve karbon dioksite ait termofiziksel özellikler verilmiştir (Walker 1980).

Çizelge 2.1 Hava, hidrojen, helyum ve karbon dioksite ait termofiziksel özellikler (Walker 1980).

Akışkan	Özellik	Sıcaklık (K)		
		250	500	1000
Hava	c_p (kJ/kgK)	1,003	1,029	1,141
	ρ (kg/m ³)	1,412	0,706	0,353
	$\mu \times 10^6$ (kg/ms)	15,99	26,7	41,53
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	22,27	40,41	67,54
Hidrojen	c_p (kJ/kgK)	14,05	14,51	14,98
	ρ (kg/m ³)	0,098	0,0491	0,0246
	$\mu \times 10^6$ (kg/ms)	7,92	12,64	20,13
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	156,1	271,8	452,2
Helyum	c_p (kJ/kgK)	5,19	5,19	5,19
	ρ (kg/m ³)	0,195	0,097	0,048
	$\mu \times 10^6$ (kg/ms)	18,4	29,3	46,7
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	134	202,6	-
Karbondioksit	c_p (kJ/kgK)	0,791	1,014	1,234
	ρ (kg/m ³)	2,145	1,073	0,536
	$\mu \times 10^6$ (kg/ms)	12,6	23,67	39,51
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	12,9	32,74	67,52

Özgül ısı olarak da adlandırılan ısı kapasitesi ve ısıl iletkenlik, soğutucu, ısıtıcı ve rejeneratördeki çalışma akışkanının yaptığı ısı transferlerini etkileyen temel parametrelerdir. Yoğunluk ve viskozite, çalışma akışkanını motorda sirküle ettirmek için gereken pompalama işinde ki akış sürtünmesi kayıplarını etkileyen etkenlerdir. Bu akış kayıpları direkt olarak, ρ akışkan yoğunluğu ve μ akışkanın dinamik viskozitesi iken $\rho\mu^2/2$ ile doğru orantılıdır. Bir çalışma akışkanının optimum performans göstermesi için yüksek bir ısı transfer katsayısı ile düşük sürtünme ve pompalama kayıpları gibi özellikleri bir arada bulundurulmalıdır. Dolayısıyla bu akışkanlar içerisinde en optimum performansı gösteren çalışma akışkanı hidrojen’dir. Verilen bir sıcaklık veya basınç ve ısı transfer hızında hidrojenin sürtünme kayıpları helyuma göre daha azdır (Walker

1980). Bu çalışmada, konvektif ısı transfer katsayısı yüksek ve patlama riski olmadığından helyum; elde edilmesi kolay olduğundan hava, çalışma akışkanı olarak tercih edilmiştir.

2.2.5 Stirling Motorlarının Kullanım Alanları

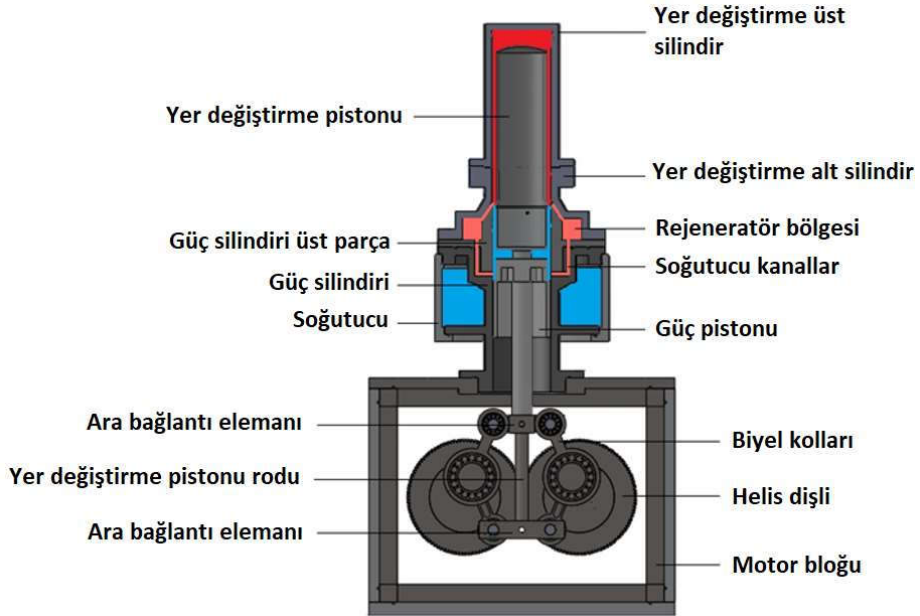
İcadından bu yana Stirling motorları üzerinde pek çok araştırma-geliştirme çalışmaları yapılmış ve bu motorlar çeşitli alanlarda kullanılmıştır. Stirling motorlarının kullanım alanları başlıca şöyledir:

- Uzay araçları,
- Solar güç uygulamaları,
- Deniz araçları,
- Soğutma makineleri,
- Yapay kalp olarak,
- Tarımsal sulama,
- Hidrolik pompalar,
- İklimlendirme sistemleri,
- Askeri alanlar (İncili 2018),
- Kriyojenik soğutucular,
- Nükleer reaktör güç istasyonları,
- Su altı güç sistemleri (Laka 2011),
- Yardımcı güç motoru olarak,
- Lokomotifler,
- Elektrik jeneratörleri (Önder 2012),
- Otomotiv (Üstün 2000).

3. MATERYAL METOT

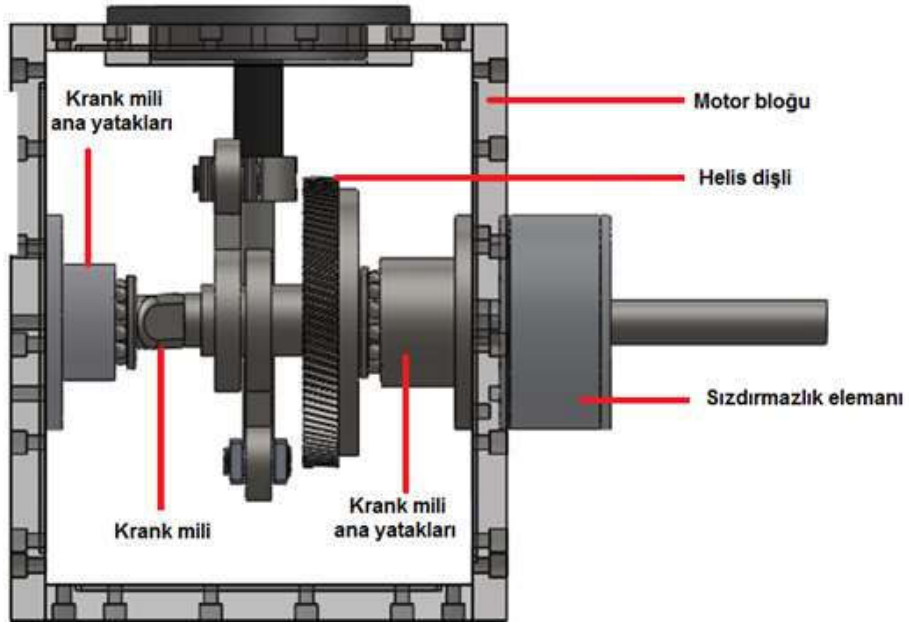
3.1 Motorun Temel Parçaları

Beta tipi Stirling motorunun displacer alt silindiri, displacer, güç silindiri, güç pistonu, motor bloğu ve kapakları, krank mili ve yatakları, helisel dişliler, biyel kolları, ara bağlantı elamanları gibi temel parçaları “113M192” numaralı ve “Rejeneratörlü Beta Tipi Rhombic Hareket Mekanizmalı Bir Stirling Motorunun Performans Testleri” isimli TÜBİTAK projesi bünyesinde imal edilen parçalardır. Bu proje kapsamında üretilmiş motor Şekil 3.1’de görülmektedir (Aksoy *et al.* 2016).



Şekil 3.1 Stirling motorunun şematik görünümü (Aksoy *et al.* 2016).

Motor bloğu gövdesi Ç1040 malzemeden imal edilmiş ve yüzeyleri hassas bir şekilde işlenmiştir. Motor üst ve yan kapakları Ç1040 malzemeden, yan ve alt kapaklar ise alüminyum 5050 malzemeden imal edilmiştir (Aksoy *et al.* 2016). Ç1040 malzemesi ile krank ana yatakları üretilmiş ve sızdırmazlığı sağlamak amacı ile üzerine O-ring kanalı açılmıştır. Kranklar 4140 ıslah çeliğinden imal edilmiştir. Sementasyon çeliğinden imal edilen helisel dişliler 52 Rockwell C derecesinde sertleştirilmiştir. Helisel dişliler krank mili üzerine civata ile bağlanmıştır. Şekil 3.2’de motor bloğunun bazı parçalarının şematik görünümü verilmiştir.



Şekil 3.2 Motorun bazı parçalarının şematik görünümü.

Resim 3.1’de görülen rhombic biyel kolları ve ara bağlantı parçaları sırası ile 7000 serisi alüminyum ve Ç1040 malzemelerinden üretilmiştir. Displacer rodu ise civa çeliği ile üretilmiştir (Aksoy *et al.* 2016).



Resim 3.1 Rhombic biyel kolları ve ara bağlantı parçaları (Aksoy *et al.* 2016).

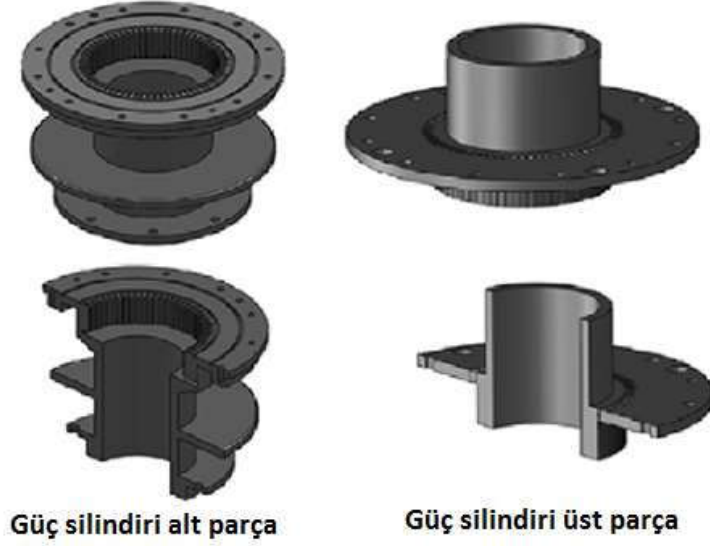
Resim 3.2’de görülen displacer rodu civa çeliği ile üretilmiştir (Aksoy *et al.* 2016).



Şekil 3.3 Displacer rodu (Aksoy *et al.* 2016).

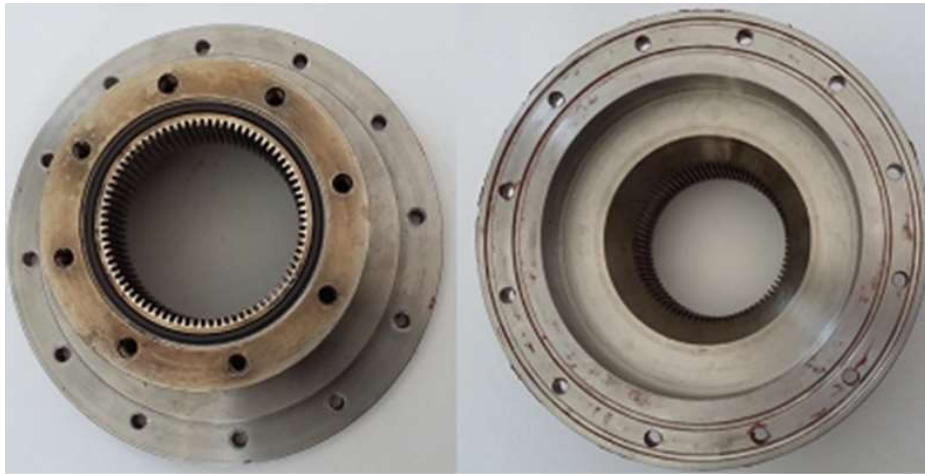
Şekil 3.4’te görülen ve iki parçadan oluşan güç silindiri 8620 semente çeliğinden imal

edilmiştir. Silindirlerin iç yüzeyleri krom ile kaplanmıştır. Güç silindirinin her iki parçasının içine soğutma performansını geliştirmek amacı ile 3 mm genişliğinde 8 mm boyunda 70 adet soğutma kanalı açılmış ve içerisine bakır çubuk malzemeler yerleştirilmiştir (Aksoy *et al.* 2016).



Şekil 3.4 Güç silindiri (Aksoy *et al.* 2016).

Resim 3.2’de ki displacer silindiri alt ve üst olmak üzere iki parçadan oluşmaktadır. Displacer alt silindiri ASTM 304 çelik malzemedan imal edilmiş ve iç yüzeyine 2 mm genişliğinde 3 mm derinliğinde 80 adet kanal açılmıştır. (Aksoy *et al.* 2016).



Resim 3.2 Displacer alt silindiri (Aksoy *et al.* 2016).

3.2 İmal Edilen Motor Parçaları

Beta tipi Stirling motorunda bu çalışma kapsamında displacer ve displacer silindirin boyları oluşan mekanik problemleri minimize etmek için kısaltılmıştır. Resim 3.3’de deneylerde kullanılan motor görülmektedir.



Resim 3.3 Stirling motoru.

3.2.1 Displacer Silindiri

Displacer silindiri ASTM 304 çelik malzemesi ile üretilmiştir. Isı transferi yüzey alanını genişletmek için displacer silindiri içerisine 2 mm genişlik ve 3 mm derinlikte 80 tane kanal açılmıştır. Displacer silindiri Şekil 3.5’de görülmektedir.



Şekil 3.5 Displacer silindiri.

3.2.2 Displacer

Displacer üst ve alt olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır. Displacer üst kısmı 1 mm et kalınlıkta ASTM 304 malzemenen üretilmiştir. Displacer ve silindiri arasına 0,7 mm çalışma boşluğu bırakılmıştır. Displacer'ın özellikle yüksek motor hızlarında displacer silindirine sürtünmesini azaltmak için displacer üst kısmı kısaltılmıştır.

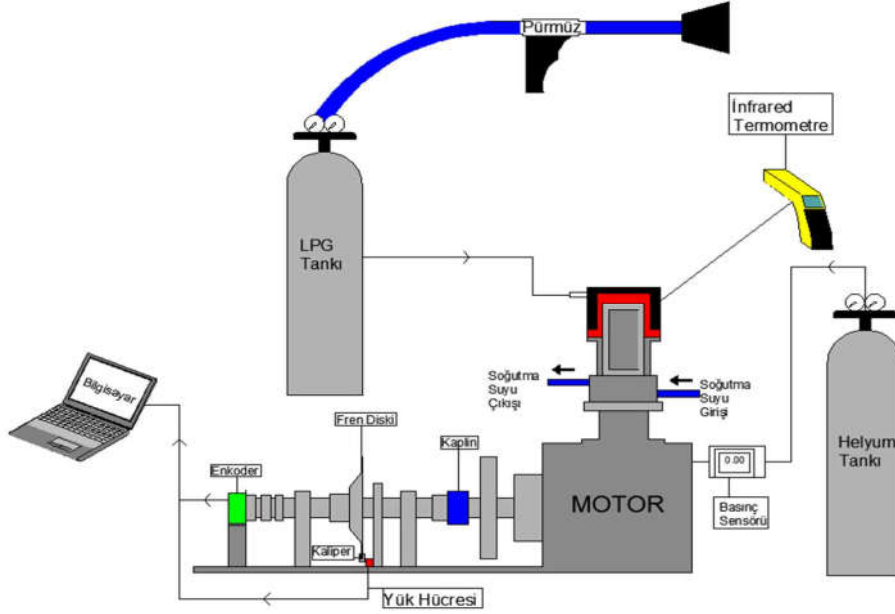
Displacer alt kısmı ise 7000 serisi alüminyum malzemenen üretilmiş ve sızdırmazlık sağlama amacı ile üzerine sferro malzemenen segman yerleştirilmiştir.



Resim 3.4 Displacer.

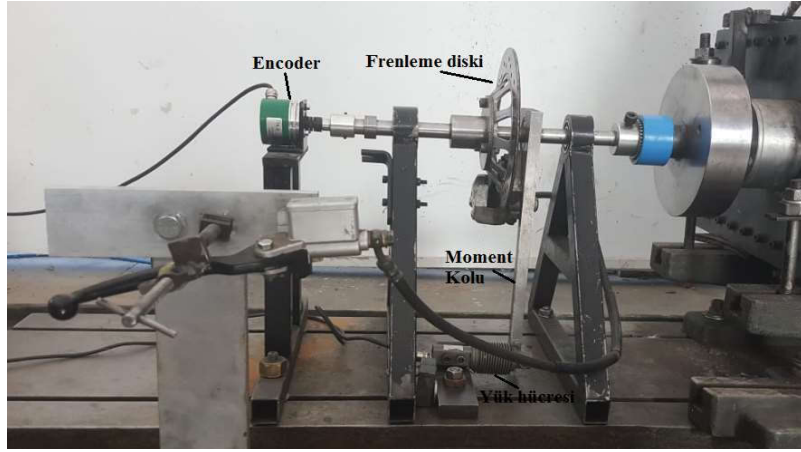
3.3 Deney düzeneği

Motor parçalarının imalatı tamamlandıktan sonra montajı yapılmıştır. Deney düzeneği yük hücresi, prony tip dinamometre, veri kayıt yazılım programı, enkoder ve infrared termometre'den oluşmaktadır. Deney düzeneği Resim 3.5'de görülmektedir.



Resim 3.5 Deney düzeneği.

Resim 3.6'da deney düzeneğinde kuvvet ölçümü için yük hücresi, moment kolu, hidrolik frenleme tertibatı ve diskinden oluşan Prony tip bir dinamometre kullanılmıştır. Motor devri LİKA marka enkoder kullanılarak ölçülmüştür. Motor yükünün ölçülmesinde 0-20 kg aralığında ölçüm yapabilen ESİT marka yük hücresi kullanılmıştır.



Resim 3.6 Prony tip dinamometre (Aksoy *et al.* 2016).

Sıcak ve soğuk uç sıcaklığının ölçülmesinde 60-1000 °C arasında \pm %2 hassasiyetinde ölçüm yapabilen TFA ST-490 marka infrared termometre kullanılmıştır. Motora uygulanan şarj basıncının ölçülmesinde dijital manometre kullanılmıştır. Resim 3.7’de sırasıyla infrared termometre ve dijital termometre görülmektedir.

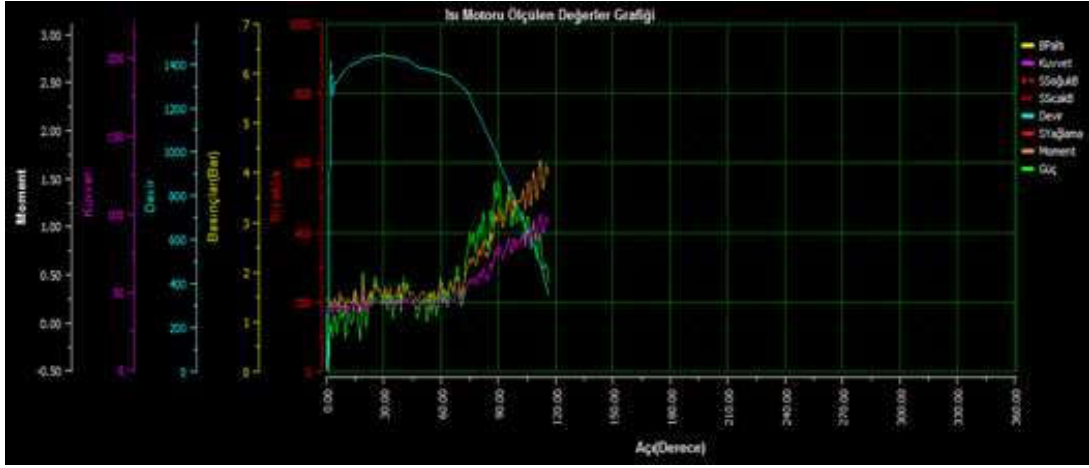


a) Infrared termometre

b) Dijital manometre

Resim 3.7 İnfrared termometre ve dijital manometre (Aksoy *et al.* 2016).

Motor performans yazılımı ara yüzü Resim 3.8’de görülmektedir. Motor performans yazılımı ile motor hızına bağlı olarak motor gücü, motor momentini ve sıcaklık verileri bilgisayara aktarılmakta ve anlık olarak görülebilmektedir (Aksoy *et al.* 2016).

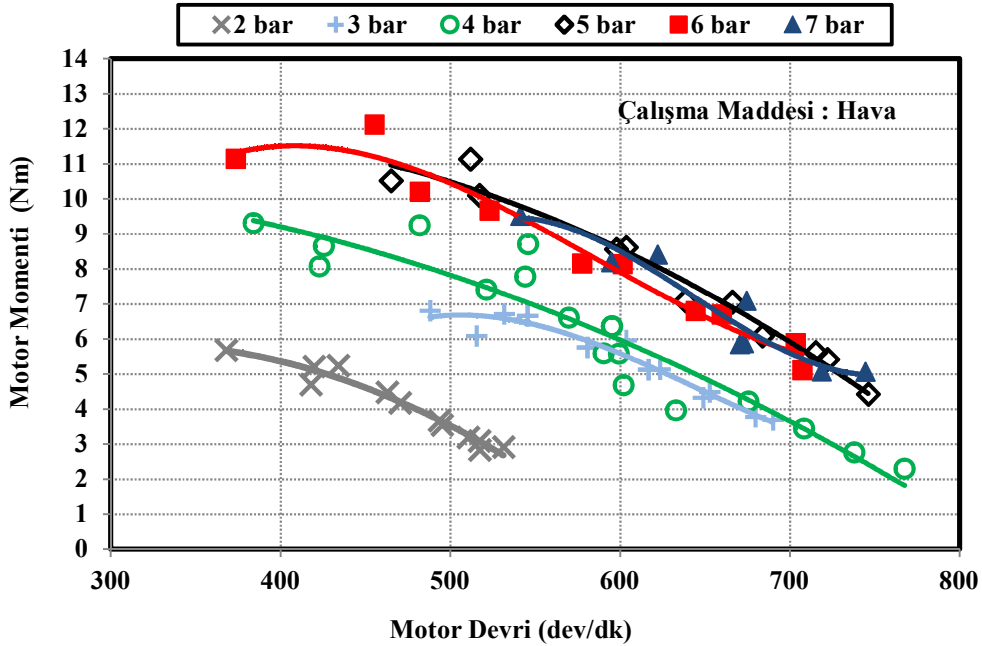


Resim 3.8 Motor performans yazılımı arayüzü (Aksoy *et al.* 2016).

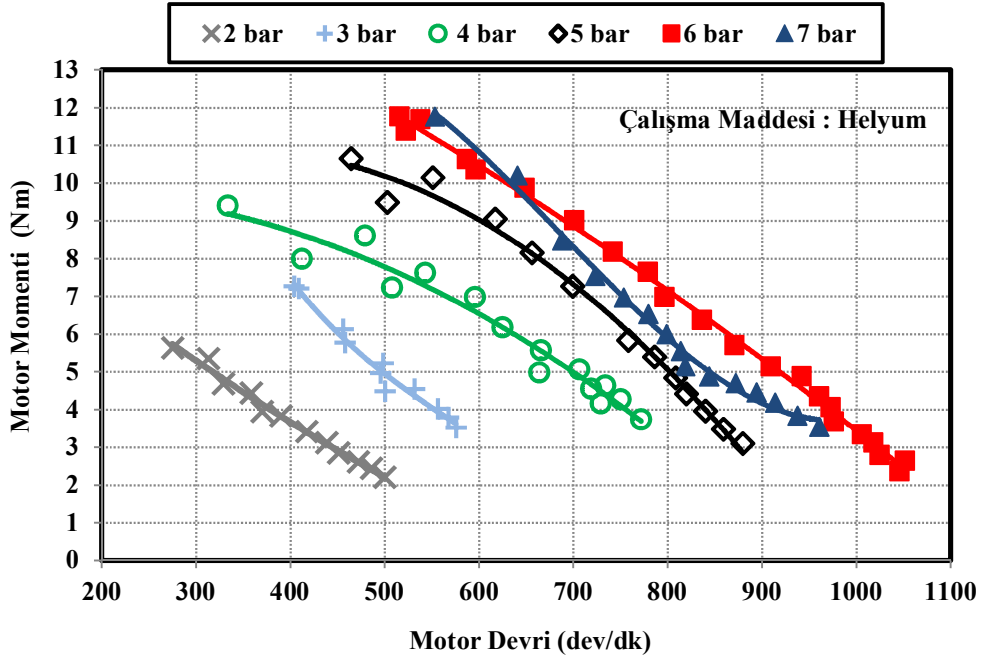
4. DENEY SONUÇLARI

Deneylede çalışma akışkanı olarak helyum ve hava kullanılmıştır. Çalışma akışkanları 2, 3, 4, 5, 6 ve 7 bar şarj basınçlarında motor bloğuna uygulanmıştır. Motora ısı enerjisi LPG yakıcı bir pürmüz yardımıyla sağlanmıştır. Deneyleler 700 ± 10 °C sıcak uç ve 27 ± 5 °C soğuk uç sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Motor momenti ve motor gücü motor devrine bağılı olarak elde edilmiştir.

Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de motor devrine bağılı olarak motor momenti değışimleri sırasıyla hava ve helyum çalışma akışkanları için verilmiştir. Hava ile yapılan deneylelerde maksimum motor momenti 6 bar şarj basıncında ve 455 dev/dk motor devrinde 12,13 Nm olarak elde edilmiştir. Çalışma akışkanı olarak helyum kullanıldığında ise maksimum motor momenti 7 bar şarj basıncında ve 552 dev/dk motor devrinde 11,76 Nm olarak elde edilmiştir. Motor momenti düşük motor devirlerinde daha yüksektir. Motor devrinin artması ısıtma soğutma süresi azalmakta ve çalışma akışkanına transfer edilen enerjinin azalmasına sebebiyet vermektedir. Bu nedenle yüksek motor devirlerinde motor momenti azalmaktadır.

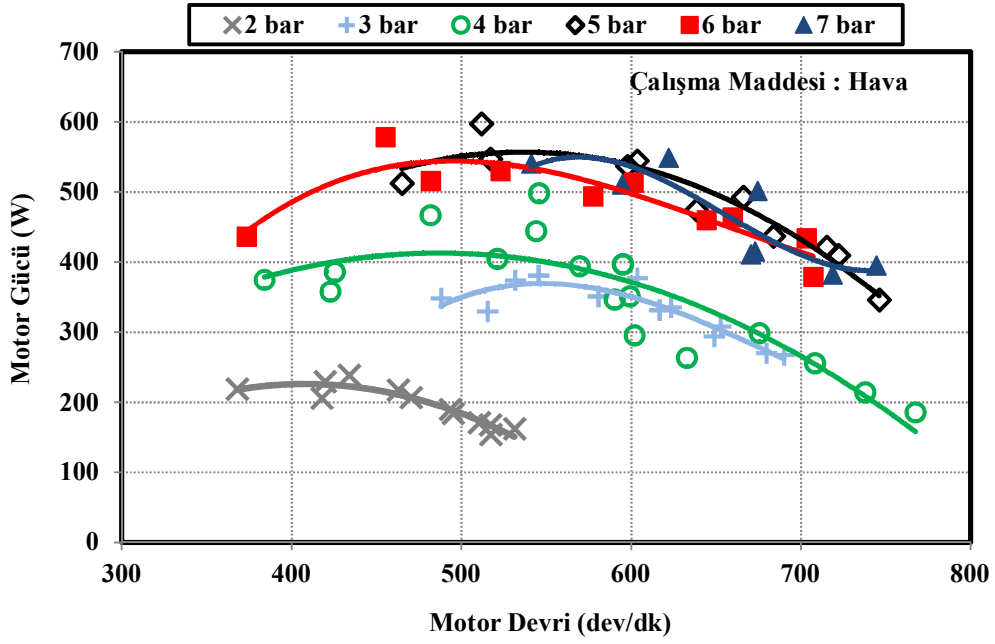


Şekil 4.1 Hava için motor devrine bağılı olarak motor momenti değışimi.

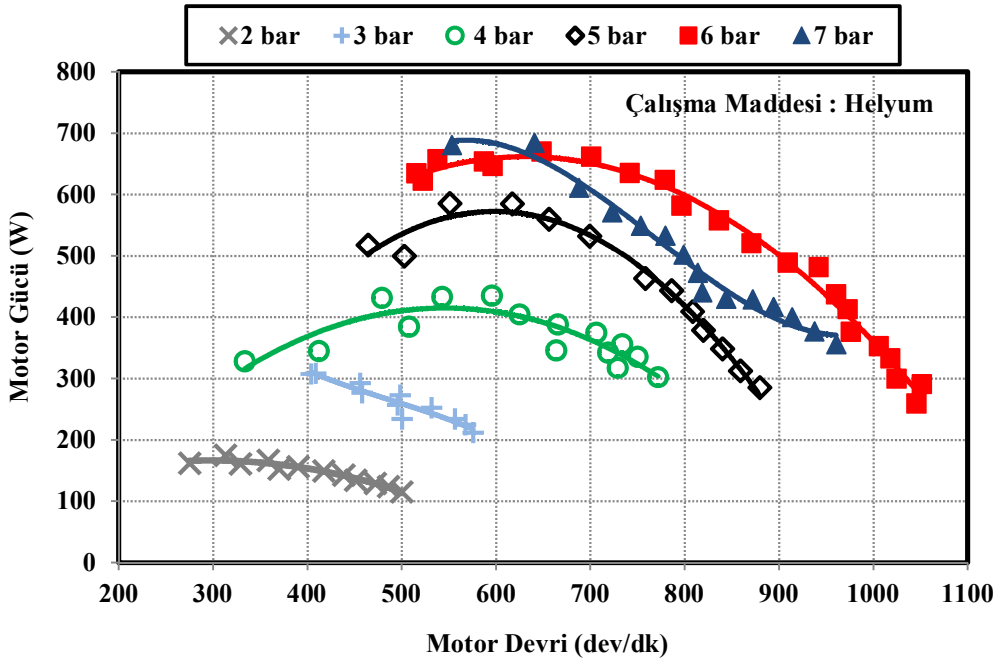


Şekil 4.2 Helyum için motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi.

Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'te motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimleri sırasıyla hava ve helyum çalışma akışkanları için verilmiştir. Hava ile yapılan deneylerde maksimum motor gücü 6 bar şarj basıncında ve 455 dev/dk motor devrinde 578,32 W olarak elde edilmiştir. Çalışma akışkanı olarak helyum kullanıldığında ise maksimum motor gücü 7 bar şarj basıncında ve 640 dev/dk motor devrinde 684,39 W olarak elde edilmiştir. Motor gücü, motor momenti ve motor devri ile doğru orantılı olarak değişen bir parametredir. Motor gücü belirli bir motor devrine kadar artış göstermektedir. Ancak daha sonra motor gücü ısı değişim süresinin azalması, ısı transfer yüzey alanının yetersiz kalması ve mekanik kayıpların artması nedeniyle azalmaktadır.



Şekil 4.3 Hava için motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi.



Şekil 4.4 Helyum için motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi.

Çalışma maddesi hava ile yapılan deneylerde maksimum motor momenti ve gücü 6 bar şarj basıncında elde edilmiştir. Şarj basıncının artması ile çalışma akışkanının kütlesi artmakta ve ısı enerjisi yetersiz kalmaktadır. Ayrıca şarj basıncının artması çalışma

hacimlerinden motor bloğuna kaçakların ve negatif için artmasına sebep olmaktadır. Bu nedenlerle şarj basıncının artmasıyla hava ile yapılan deneylerde motor momenti ve gücü belirli bir şarj basıncından sonra azalmıştır. Ancak helyum ile yapılan deneylerde şarj basıncının artmasıyla maksimum motor gücü ve momentinin elde edildiği şarj basıncı doğru orantılı olarak artmaktadır. Deneylerde maksimum motor gücü ve momenti 7 bar şarj basıncında elde edilmiştir. Sızdırmazlık problemleri ve motorda gerçekleşen mekanik problemler nedeniyle helyum gazı ile daha yüksek şarj basınçlarına çıkılamamıştır. Sızdırmazlık ve mekanik problemler giderildiği takdirde daha yüksek şarj basınçlarında motor performansının artabileceği görülmektedir.

5. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Günümüzde rezervleri azalan petrol kökenli yakıtların sera gazları gibi çevresel sorunlara sebep olduğu bilinmektedir. Bu durum yenilenebilir enerji kaynakları ve bu enerji kaynaklarını verimli bir şekilde kullanabilecek enerji dönüşüm sistemlerine karşı ilgiyi artırmıştır. Enerji dönüşüm sistemlerinden birisi olan Stirling motorları güneş enerjisi, jeotermal enerji, doğal gaz vb. birçok enerji kaynağıyla çalışabilmektedir. Dünya'nın birçok yerinde Stirling motorları üzerine çalışmalar yapılmış ve prototip motorlar üretilmiştir. Sıcak ve soğuk uçları arasındaki sıcaklık farkıyla çalışan Stirling motorlarında genellikle hava, helyum ve hidrojen olmak üzere farklı çalışma akışkanları kullanılmaktadır. Literatürde yüksek konvektif ısı transfer katsayısına sahip çalışma akışkanlarının motor performansını artırdığı görülmüştür.

Bu tez çalışmasında, 113M192 numaralı TÜBİTAK projesi desteğiyle üretilen, beta tipi bir Stirling motorunda displacer ve displacer silindirinin boyları kısaltılarak motorun sıkıştırma oranı artırılmıştır. Sürtünme kuvvetlerini azaltmak ve performansı artırmak amacıyla rhombic hareket mekanizması kullanılmıştır. Motor 700 ± 10 °C sıcak uç sıcaklığında test edilmiş, bu sıcaklığa ulaşmak için LPG yakıcı bir pürmüz kullanılmıştır. Motor farklı şarj basınçlarında çalışma akışkanı olarak hava ve helyum kullanılarak test edilmiştir. Deneylerin sonunda aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır:

- Motorda kullanılan rhombic hareket mekanizması, diğer hareket mekanizmalarına göre daha az sürtünme seviyelerine ve daha yüksek verime sahiptir. Yanal kuvvetlerin dengelenmiş olması sürtünmeleri azaltmış ve motor performansının gelişmesine katkı sağlamıştır. Ayrıca rhombic hareket mekanizmasının bağlandığı krank millerinin iki taraftan yataklanması oluşabilecek yaslama problemlerini minimize etmiştir.
- Çalışma akışkanı hava kullanılarak yapılan deneylerde maksimum motor momentini ve motor gücü, 6 bar şarj basıncında ve 455 dev/dk motor devrinde sırasıyla 12,13 Nm ve 578,32 W olarak elde edilmiştir. Helyum ile yapılan deneylerde maksimum motor momentini ve motor gücü, 7 bar şarj basıncında ve 552 dev/dk 11,76 Nm ve 640 dev/dk motor devrinde 684,39 W olarak elde

edilmiştir. İki çalışma akışkanı karşılaştırıldığında helyumun konvektif ısı transfer katsayısı havaya göre daha yüksek olduğu için motor gücü daha yüksek elde edilmiştir. Hava ve helyum ile yapılan deneyler 2-7 bar şarj basıncı aralığında gerçekleştirilmiştir. Maksimum motor performansı hava ile yapılan deneylerde 6 bar şarj basıncında elde edilmiştir. Ancak helyum ile yapılan deneylerde sistemde yaşanan sızdırmazlık problemleri daha yüksek şarj basınçlarına çıkılmasını engellemiş ve bu nedenle maksimum motor performansının elde edildiği şarj basıncı belirlenememiştir. Çalışma akışkanı olarak helyum kullanıldığında motor gücü ve motor momenti şarj basıncının artmasıyla doğru orantılı olarak artmıştır. Bu durum sızdırmazlık problemleri giderildiği takdirde daha yüksek şarj basınçlarında motor gücü ve motor momentinin elde edilebileceğini göstermektedir.

- Hava ve helyum gazları karşılaştırıldığında yüksek konvektif ısı transfer katsayısı nedeniyle maksimum motor performansı helyum gazı ile elde edilmiştir. Daha yüksek konvektif ısı transfer katsayısına sahip hidrojen gibi gazların kullanılması motor performansının artmasına sebep olabilir.
- Motorun sıcak ve soğuk uçları ile çalışma akışkanı arasında gerçekleşen ısı transferinin ve dolayısıyla motor performansının geliştirilmesi ile ısı transfer yüzey alanının borulu tip ısıtıcı kullanılarak artırılması sağlanabilir. Ayrıca motor sıcak ve soğuk uçların arasındaki sıcaklık farkıyla çalıştığından, bu sıcaklık farkının artırılması motor performansı artırabilir.
- Stirling çevriminde soğutucu su ceketini tarafından çalışma akışkanından çekilen atık ısının bir kısmı, rejeneratör malzemesi ile depo edilerek yeniden çevrime kazandırılabilir. Atık ısı miktarının azalması motor veriminin artacağı anlamına geldiğinden rejeneratör kullanımı ile motor performansı artacaktır. Bununla birlikte, rejeneratör malzemesinin etkinliği ne kadar fazla olursa, atık ısı miktarı da o kadar az olacaktır.
- Her tür enerji kaynağı ile çalışabilen, bakım ve onarım maliyetleri düşük, bakımı kolay, yakıt-subap sistemine ihtiyaç duymayan, egzoz emisyonları düşük ve daha sessiz çalışan Stirling motorları gelecek için umut verici bir motordur.

6. KAYNAKLAR

- Aksoy, F., Karabulut, H., Bayrakçeken, H., Çınar, C., Özgören, Y.Ö., Arslan, M., Eroğlu, H.İ. (2016). Rejeneratörlü ve Rhombic Hareket Mekanizmalı Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve Performans Analizi. Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu, Proje No:113M192.
- Aksoy, F. (2011). Bir Stirling Motoruna Güneş Enerjisi Uygulanması. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Akyel, E. (2015). Rhombic Hareket Mekanizmalı Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve Performans Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Afyonkarahisar.
- Almajri, A.K., Mahmoud, S., Al-Dadah, R. (2017). Modelling and parametric study of an efficient Alpha type Stirling engine performance based on 3D CFD analysis. *Energy Conversion and Management*, **145**: 93-106.
- Altun, Ş. (2009). Hayvansal Yağlardan Biyo-Yakıt Üretimi ve Bir Dizel Motorunda Kullanılabilirliğinin Deneysel Araştırılması. Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Andersen, S.K., Carlsen, H., Thomsen, P.G. (2006). Numerical study on optimal Stirling engine regenerator matrix designs taking into account the effects of matrix temperature oscillations. *Energy Conversion and Management*, **47**: 894-908.
- Arslan, M. (2016). Rejeneratörlü Beta Tipi Rhombic Hareket Mekanizmalı Bir Stirling Motorunun Performans Testleri. Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Afyonkarahisar.
- Aydın, S. (2010). Aspir Yağından Biyo-Yakıt Üretimi ve Bir Dizel Motorunda Kullanılabilirliğinin Araştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Badr, W.S., Fanni, M., Abdel-Rahman, A.K., Abdel-Rasoul, S. (2016). Dynamic Simulation and Optimization of Rhombic Drive Stirling Engine Using MSC ADAMS Software. *Procedia Technology*, **22**: 754 – 761.

- Chahartaghi, M., Sheykhi, M. (2018). Energy and exergy analyses of beta-type Stirling engine at different working conditions. *Energy Conversion and Management*, **169**: 279-290.
- Cheng, C.H., Yang, H.S. (2014). Optimization of rhombic drive mechanism used in beta-type Stirling engine based on dimensionless analysis. *Energy*, **64**: 970-978.
- Cheng, C.H., Yang, H.S., Keong, L. (2013). Theoretical and experimental study of a 300-W beta-type Stirling engine. *Energy*, **59**: 590-599.
- Cheng, C.H., Yu, Y.J. (2010). Numerical model for predicting thermodynamic cycle and thermal efficiency of a beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism. *Renewable Energy*, **35**: 2590-2601.
- Çınar, C., Aksoy, F., Solmaz, H., Yılmaz, E., Uyumaz, A. (2018a). Manufacturing and testing of an α -type Stirling engine. *Applied Thermal Engineering*, **130**: 1373-79.
- Çınar, C., Kaya, O., Aksoy, F., Topgöl, T., Okur, M., Şahin, F. (2018b). Değişken Faz Açılı Gama Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve Termodinamik Analizi. 14th International Combustion Symposium.
- Çınar, C., Koca, A., Karabulut, H. (2005a). Farklı Çalışma Gazlarının Stirling Motorunun Performansına Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, **20**: 247-250.
- Çınar, C., Yücesu, H.S., Topgöl, T., Okur, M. (2005b). Beta-type Stirling engine operating at atmospheric pressure. *Applied Energy*, **81**: 351-357.
- Çınar, C. (2001). Gama tipi bir Stirling motorunun tasarımı imali ve performans analizi. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Diouf, M.L., Mabe, A., Takami, H. (2018). Power Generation From Wood-Pellet Free-Piston Stirling Engine Generator. *International Journal Of Electrical, Electronics And Data Communication*, **6**: 54-58.
- Erol, D. (2011). Stirling Motorlarında Kullanılan Hareket İletim Mekanizmaları. *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi (TATED)*, **3**: 51-74.
- Erol, D. (2009). Düşük Sıcaklık Farkıyla Çalışan Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmalatı. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

- Hachem, H., Gheith, R., Aloui, F., Ben Nasrallah, S. (2018). Technological challenges and optimization efforts of the Stirling machine: A review. *Energy Conversion and Management*, **171**: 1365-1387.
- İncili, V. (2018). Stirling Motor PV Hibrid Güç Sisteminin Tasarımı ve Uygulaması. Doktora Tezi, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- Karabulut, H., Çınar, C., Öztürk, E., Yücesu, H.S. (2010). Torque and power characteristics of a helium charged Stirling engine with a lever controlled displacer driving mechanism. *Renewable Energy*, **35**: 138-143
- Kaya, O. (2018). Değişken Faz Açılı Gama Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmalatı. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Kongtragool, B., Wongwises, S. (2007). Performance of a twin power piston low temperature differential Stirling engine powered by a solar Simulator. *Solar Energy*, **81**: 884-895.
- Kongtragool, B., Wongwises, S. (2003). A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **7**: 131–154.
- Kwankaomeng, S., Kongtragool, B., Silpsakoolsook, B. (2011). Design and Manufacture of a Rhombic-Drive Stirling Engine. The Second TSME International Conference on Mechanical Engineering.
- Laka, S. (2011). Çanaklı Güneş Yansıtıcılarıyla Çalışan Stirling Güç Üretme Sisteminin Termodinamik Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- Ni, M., Shi, B., Xiao, G., Peng, H., Sultan, U., Wang, S., Luo, Z., Cen, K. (2016). Improved Simple Analytical Model and experimental study of a 100 W b-type Stirling engine. *Applied Energy*, **169**: 768-787.
- Önder, M. (2012). Stirling Motoru İçin Borulu Tip Isı Değiştiricisi Tasarımı ve CFD Analizi. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

- Özgören, Y.Ö. (2004). Stirling Motorlarında Isı Kayıplarının Azaltılması İçin Termal Bariyer Kullanımı. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Ross, A. (1993). Making Stirling Engines. Ross Experimental, 13425 Bell Rd, Marysville, Ohio 43040.
- Thombare, D.G., Verma, S.K. (2008). Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **12**: 1-38.
- Üstün, S. (2000). Çift Yer Değiştirme Pistonlu V Tipi Küçük Güçlü Bir Stirling Motorunun Tasarım ve İmalı. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Yang, H.S., Cheng, C.H., Huang, S.T. (2018). A complete model for dynamic simulation of a 1-kW class beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism. *Energy*, **161**: 892-906.
- Yang, H.S., Cheng, C.H. (2017). Development of a beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism using a modified non-ideal adiabatic model. *Applied Energy*, **200**: 62–72.
- Ye, W., Yang, P., Liu, Y. (2018). Multi-objective thermodynamic optimization of a free piston Stirling engine using response surface methodology. *Energy Conversion and Management*, **176**: 147-163.
- Yılmaz, A. (2017). Büyükbaş Hayvan Böbrek İç Yağlarından ve Kolza Yağından Biyodizel Üretimi ve Kolza İçin Farklı Yağ Ekstraksiyon Yöntemlerinin Biyodizel Kalitesine Etkisinin Belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
- Walker, G. (1980). Stirling Engines. Clarendon Press, Oxford.

İnternet Kaynakları

- 1- <https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/engines/gamma.html>, 05.05.2019
- 2- <https://www.photo.net/photo/741838>, 05.05.2019

- 3- <https://pagebd.com/video/download/Stirling-engine-with-Rhombic-drive/NFs8A44Gucg.html>, 06.05.2019
- 4- <http://teknomotor.blogspot.com/2017/01/piston-biyel-mekanizmas.html>, 06.05.2019
- 5- http://www.ccefp.org/wp-content/uploads/2016/05/CCEFP_Annual_Report_Vol_2_Y9_REDUCED.pdf, 06.05.2019

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Nihat Erkan SAĞLAM
Doğum Yeri ve Tarihi : Merkez/Bartın 01.11.1962
Yabancı Dili : İngilizce
İletişim (Telefon/e-posta) : 0 505 776 68 20/nihatsaglam@hotmai.com

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Bartın EML (1976-1979)
Lisans : Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Talaşlı
İmalat Bölümü (1982-1987)
Yüksek Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı (2015-2019)

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : Tunceli Namık Kemal EML (1987-1991),
Ankara Keçiören EML (1991-2010),
Batıkent EML (2010-2017)