

**STIRLING MOTORLARINDA ISI TRANSFER  
YÜZEY ALANININ ARTIRILMASININ MOTOR  
PERFORMANSINA ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet ZENCİRKİRAN

DANIŞMAN

Prof. Dr. Fatih AKSOY

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

NİSAN 2021

Bu tez çalışması 20.FEN.BİL.06 numaralı proje ile Afyon Kocatepe Üniversitesi  
Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından desteklenmiştir.

**AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**STIRLING MOTORLARINDA ISI TRANSFER YÜZEY  
ALANININ ARTIRILMASININ MOTOR  
PERFORMANSINA ETKİSİ**

**Mehmet ZENCİRKIRAN**

**DANIŞMAN**

**Prof. Dr. Fatih AKSOY**

**OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM  
DALI**

**NİSAN 2021**

## TEZ ONAY SAYFASI

Mehmet ZENCİRKIRAN tarafından hazırlanan "Stirling motorlarında ısı transfer yüzey alanının artırılmasının motor performansına etkisi" adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 07/04/2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Otomotiv Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman** : Prof. Dr. Fatih AKSOY

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

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

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

İmza

İmza

İmza

İmza

Afyon Kocatepe Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun  
..... /..... /..... tarih ve  
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

.....  
Prof. Dr. İbrahim EROL  
Enstitü Müdürü

## BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM SAYFASI

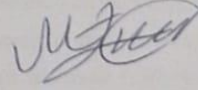
Afyon Kocatepe Üniversitesi

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

- 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.

07/04/2021



Mehmet ZENCİRKIRAN

**ÖZET**  
Yüksek Lisans Tezi

STIRLING MOTORLARINDA ISI TRANSFER YÜZEY ALANININ  
ARTIRILMASININ MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİ

Mehmet ZENCİRKIRAN  
Afyon Kocatepe Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Otomotiv Mühendisliği Ana Bilim Dalı  
**Danışman:** Prof. Dr. Fatih AKSOY

Bu çalışmada, beta tipi rhombic hareket mekanizmalı Stirling motorunda ısı transfer yüzey alanının motor performansına etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Motorun yer değiştirme silindiri üzerine boru ilavesi ile ısı transfer yüzey alanı %50 oranında artırılmıştır. Yer değiştirme silindiri üzerine ilave edilen bu boruların motor performansına katkısını belirlemek amacıyla nodal analiz metodu kullanılarak termodinamik analiz yapılmıştır. Borulu ve borusuz yer değiştirme silindiri kullanılarak en yüksek motor gücü  $500 \text{ W/m}^2\text{K}$  ısı taşınım katsayısında belirlenmiştir. Borulu ısıtıcı kullanımı ile motor gücü ve momentinde belirgin artışlar gözlenmiştir. Farklı şarj basınçları için motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimleri maksimum motor gücü borusuz yer değiştirme silindiri için 9 bar şarj basıncında 998 dev/dk motor devrinde 88,92 W, borulu yer değiştirme silindiri için aynı şarj basıncında 925 dev/dk motor devrinde 111,83 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor momentini borusuz yer değiştirme silindiri için 9 bar şarj basıncında 982 dev/dk motor devrinde 0,86 Nm, borulu yer değiştirme silindiri için aynı şarj basıncında 873 dev/dk motor devrinde 1,165 Nm olarak elde edilmiştir. Borulu tip yer değiştirme silindiri kullanımı ile 7, 8 ve 9 bar şarj basınçlarında maksimum motor momentlerinde sırası ile %27,9, %25,65 ve %25,77 artış belirlenmiştir.

**2021, x+61 sayfa**

**Anahtar Kelimeler:** Enerji, Stirling motoru, Motor gücü, Rhombic hareket mekanizması,

## **ABSTRACT**

M.Sc. Thesis

### **EFFECT ON ENGINE PERFORMANCE OF THE INCREASING OF HEAT TRANSFER SURFACE AREA IN STIRLING ENGINES**

Mehmet ZENCİRKIRAN

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Automotive Engineering

**Supervisor:** Prof. Fatih AKSOY

In this study, the effect of heat transfer surface area on motor performance in a beta type rhombic Stirling engine was investigated numerically and experimentally. The heat transfer surface area is increased by 50% by adding a pipes on the displacement displacer cylinder of the engine. In order to determine the contribution of these pipes added on the displacement cylinder to the engine performance, thermodynamic analysis was performed using the nodal analysis method. The highest engine power was determined at  $500 \text{ W} / \text{m}^2\text{K}$  heat transfer coefficient by using tubular and tubeless displacement cylinders. Significant increase in engine power and torque were observed with the use of tubular heaters. Engine power varies depending on engine speed for different charge pressures. Maximum engine power was obtained as 88.92 W at 9 bar charge pressure at 998 rpm for the tubular displacement cylinder, and 111.83 W at an engine speed of 925 rpm for the tubular displacement displacer cylinder at the same charge pressure. The maximum engine torque was obtained as 0.86 Nm at 982 rpm engine speed for the 9 bar charge sample for the tubeless displacement cylinder, and 1,165 Nm at 873 rpm engine speed for the tubular displacement displacer cylinder at the same charge location. With the use of tubular displacement cylinders, an increase of 27.9%, 25.65% and 25.77% was found at maximum engine moments at 7, 8 and 9 bar charge pressures, respectively.

**2021, x+61 pages**

**Keywords:** Energy, Stirling engine, Engine power, Rhombic mechanism of action

## TEŞEKKÜR

Bu tez alıŐmam sűresince, baŐından itibaren çalıŐmalarımın yűnlendirilmesinde, uygulamaların gerçekleŐtirilmesinde, sonuç ve yazım aŐamasında deęerli katkılarından dolayı tez danıŐmanım Prof. Dr. Fatih AKSOY'a , yine çalıŐmam sűresince yardımlarını esirgemeyen AraŐ. Gűr. Mustafa BABAGİRAY' a , bilgi ve tecrűbelerini esirgemeyen Doç. Dr. YaŐar Őnder ŐZGŐREN'e , tez yazım aŐamasında yardımlarını esirgemeyen Doç. Dr. Hamit SOLMAZ hocalarım ile bu çalıŐmam boyunca maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen aileme sonsuz teŐekkűr, saygı ve sevgilerimi sunarım.

Bu tez alıŐması 20.FEN.BİL.06 numaralı proje ile Afyon Kocatepe Őniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından desteklenmiştir.

Mehmet ZENCİRKIRAN  
AFYONKARAHİSAR 2021



# İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET .....	iii
ABSTRACT .....	v
TEŞEKKÜR .....	vi
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ .....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xi
RESİMLER DİZİNİ .....	xii
1. GİRİŞ .....	1
2. STIRLING MOTORLARI ve TARİHÇESİ .....	3
2.1 Stirling Motorlarının Tarihi .....	3
2.2 Stirling Motorlarının Çeşitleri .....	9
2.2.1 Tek Etkili Stirling Motorları .....	9
2.2.2 Çift Etkili Stirling Motorları .....	13
2.2.3 Düşük Sıcaklık Farkı ile Çalışan Stirling Motorları .....	14
2.2.4 Serbest Pistonlu Stirling Motorları .....	15
2.3 Hareket İletim Mekanizmaları .....	17
2.3.1 Rhombic Hareket İletim Mekanizması .....	17
2.3.2 Krank-Biyel Hareket İletim Mekanizması .....	17
2.3.3 Ross Yoke Hareket İletim Mekanizması .....	18
2.3.4 Eğik Plaka Döndürme Hareket İletim Mekanizması .....	19
2.3.5 Sallanan Sürücü Tip Hareket İletim Mekanizması .....	20
2.3.6 Döner (Wankel) Tip Hareket İletim Mekanizması .....	21
2.4 Stirling Motorlarının Avantaj ve Dezavantajları .....	22
2.4.1 Stirling Motorlarının Avantajları .....	22
2.4.2 Stirling Motorlarının Dezavantajları .....	23
3. TERMODİNAMİK ANALİZ .....	24
3.1 Stirling Çevrimi .....	24
3.2 İzotermal Analiz .....	26
3.3 Nodal Analiz .....	29
3.4 Adyabatik Analiz .....	30
3.5 Termodinamik Model: Kinematik ve Termodinamik İlişkiler .....	31
3.6 Rhombic Hareket Mekanizmalı Motorun Termodinamik Analizi .....	34
4. MATERYAL ve METOT .....	38

4.1 Stirling Motorunun Temel parçaları .....	38
4.1.1 Stirling Motoru Bloğu ve kapakları .....	38
4.1.2 Yer Değiştirme Pistonu .....	39
4.1.5 Borusuz yer değiştirme silindiri .....	40
4.1.5 Borulu yer değiştirme silindiri .....	41
4.1.6 Güç Silindiri .....	42
4.1.7 Biyel Kolları ve Bağlantı Elemanları .....	43
4.1.8 Yer Değiştirme Pistonu Rodu .....	43
4.1.9 Su ceketi .....	44
4.1.10 Rhombic Mekanizma Dişlileri ve Yataklar .....	44
4.2 Stirling Motoru Test Düzeneği .....	45
5. DENEY SONUÇLARI.....	48
6. SONUÇLAR ve TARTIŞMA .....	52
7. KAYNAKLAR.....	54
7.1 İnternet Kaynakları .....	60
ÖZGEÇMİŞ.....	61

## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

### Simgeler

---

mm	Milimetre
m	Metre
kg	Kilogram
m	Kütle
d	Devir
dk	Dakika
cm <sup>3</sup>	Santimetreküp
Nm	Newtonmetre
CO <sub>2</sub>	Karbondiyoksit
P	Basınç
V	Hacim
T	Sıcaklık
S	Entropi
Q	Isı
C	Sabit
C <sub>v</sub>	Sabit hacimde özgül ısı (j/kgK)
T <sub>h</sub>	Sıcak kaynak sıcaklığı
T <sub>c</sub>	Soğuk kaynak sıcaklığı
R	Karakteristik gaz sabiti
q <sub>net</sub>	Net ısı
q <sub>r</sub>	Dışarı atılan ısı
q <sub>s</sub>	İçeri sürülen ısı
η <sub>t</sub>	Termik verim
W	İş (j)
V <sub>c</sub>	Soğuk hacim (m <sup>3</sup> )
V <sub>h</sub>	Sıcak hacim (m <sup>3</sup> )
U	İç enerji (j)
ΔQ	Isı değişimi
ΔU	İç enerji değişimi
ΔW	İş değişimi

### Kısaltmalar

---

AR-GE	Araştırma-Geliştirme
İYM	İçten yanmalı motor
LPG	Liquified Petroleum Gas (Sıvılaştırılmış Petrol Gazı)
NASA	National Aeronautics and Space Administration (Ulusal Havacılık ve Uzay Dairesi)

---

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 2.1 Cayley tarafından geliştirilen açık çevrimli ilk sıcak hava motoru.....	3
Şekil 2.2 Robert Stirling tarafından yapılan Stirling motoru. ....	4
Şekil 2.3 Ericsson tarafından üretilen hava motoru. ....	4
Şekil 2.4 Alfa tipi Stirling motorunun şeması. ....	10
Şekil 2.5 Beta tipi Stirling motorunun şeması.....	11
Şekil 2.6 Gama tipi Stirling motorunun şeması. ....	12
Şekil 2.7 Gama tipi Stirling motorlarının revize edilmiş düzenlemeleri.....	13
Şekil 2.8 Çift Etkili Stirling motorunun şeması. ....	14
Şekil 2.9 Düşük sıcaklık farkı ile çalışan Stirling motoru.....	15
Şekil 2.10 Serbest pistonlu Stirling motoru. ....	16
Şekil 2.11 Rhombic hareket mekanizmalı Stirling motoru. ....	17
Şekil 2.12 Krank-Biyel hareket iletim mekanizmalı Stirling Motoru. ....	18
Şekil 2.13 Ross Yoke hareket iletim mekanizmalı Stirling motoru.....	19
Şekil 2.14 Eğik plaka döndürme hareket iletim mekanizmalı Stirling motoru kesiti .....	20
Şekil 2.15 Sallanan sürücü tip hareket iletim mekanizmasının şeması.....	21
Şekil 2.16 Döner (Wankel) tip hareket iletim mekanizması şeması . ....	22
Şekil 3.1 Stirling çevriminde P-V ve T-S diyagramları . ....	24
Şekil 3.2 Beş hacimli model üzerinde Stirling motorunun izotermal analizi .....	27
Şekil 3.3 Adyabatik analiz modeli .....	31
Şekil 3.4 Rhombic hareket mekanizmalı beta-tipi motorun şematik görünümü.....	33
Şekil 3.5 2 bar şarj basıncında farklı ısı taşınım katsayıları için P-V diyagramı. ....	36
Şekil 3.6 Şarj basıncına bağlı olarak farklı ısı taşınım katsayıları için motor güçlerinin değişimi.....	37
Şekil 4.1 Motor bloğu .....	38
Şekil 4.2 Motor bloğu kapakları.....	39
Şekil 5.1 Motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimleri.....	49
Şekil 5.2 Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimleri .....	51

## ÇİZELGELER DİZİNİ

**Sayfa**

**Çizelge 3.1** Farklı tip rhombic biyeline sahip motorların teknik özellikleri. ....35

## RESİMLER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
<b>Resim 4.1</b> Yer değiştirme pistonu .....	40
<b>Resim 4.2</b> Borusuz yer değiştirme silindiri .....	40
<b>Resim 4.3</b> Borulu yer değiştirme silindiri .....	41
<b>Resim 4.4</b> Güç pistonu .....	42
<b>Resim 4.5</b> Güç Silindiri .....	42
<b>Resim 4.6</b> Biyel kolları ve bağlantı elemanları .....	43
<b>Resim 4.7</b> Yer değiştirme pistonu rodu .....	43
<b>Resim 4.8</b> Su ceketi .....	44
<b>Resim 4.9</b> Rhombic mekanizma dişliler ve yataklar .....	45
<b>Resim 4.10</b> Stirling motorunun deney düzeneği ve prony tip dinamometre .....	45
<b>Resim 4.11</b> Enkoder .....	46
<b>Resim 4.12</b> Yük hücresi (Load-cell) .....	46
<b>Resim 4.13</b> İnfrared termometre .....	47

## 1. GİRİŞ

Günümüzde enerji ihtiyacı ülkelerin ekonomik gelişimi ile doğrudan ilişkilidir. Teknolojik alanda ilerlemenin bir sonucu olan sanayileşme ve nüfustaki artışa bağlı olarak enerji ihtiyaçları da sürekli artış göstermektedir. Ülkelerin enerji taleplerinin büyük bir bölümü kömür, doğalgaz ve petrol türevli fosil enerji kaynaklarından sağlanmaktadır (Aracı 2013).

Fosil enerji kaynaklarının kullanımı ile ortaya çıkan emisyonlar çevreye zarar vererek sera etkisine ve küresel ısınmaya sebep olmaktadır (Aracı 2013). Sera gazı salımı ile ortalama sıcaklık artışı 2000 yılının başında 0,556 °C iken, günümüzde yaklaşık olarak 1 °C' ye ulaşmıştır. Sera gazlarından kaynaklanan küresel ısınma deniz seviyelerinde ve göllerdeki su sıcaklığında artışa sebep olmaktadır (Azanpa 2020). Ayrıca ortaya çıkan partikül maddeleri de çevre sorunlarına yol açmaktadır. Bunun yanında su, toprak ve havanın kirlenmesi gibi çevreye, doğanın dengesine ve kişilerin sağlığına ciddi zararlar vermektedir (Aksoy 2011). Ayrıca fosil enerji kaynaklarının rezervlerinin azalması yakın gelecekte önemli enerji problemlerinin oluşmasına sebep olacaktır (Aracı 2013). Dünya da ülkelerin temel enerji ihtiyaçlarını karşılayan fosil enerji kaynaklarının çevreye olumsuz etkileri ve rezervlerinin azalması yenilenebilir enerji kaynaklarına ve enerji dönüşüm sistemlerine olan ilgiyi artırmıştır (Aksoy 2011). Bu dezavantajlara karşılık yeni alternatif kaynaklar olan rüzgar, güneş, biyokütle, gelgit ve dalga gibi yenilenebilir enerji kaynakları önem kazanmıştır. Ortaya çıkarılan yenilenebilir enerji kaynaklarını geliştirmeye paralel olarak mevcut petrol kaynaklarının da daha dikkatli bir şekilde kullanılması öngörülmüştür (Snyman 2007).

Yeni enerji kaynaklarının ortaya çıkması ile birlikte bu kaynakları kullanabilecek verimli mekanizmalar üzerinde araştırmalar sürmektedir. Isı enerjisinin mekanik enerjiye dönüşümde kullanılabilir makinelere birisi de Stirling motorlarıdır. Stirling motorları 1816 yılında İngiliz rahip Robert Stirling tarafından icat edilmiştir. Stirling motorları dıştan yanmalı olduğu için LPG, güneş enerjisi ve jeotermal gibi farklı enerji kaynaklarını kullanabilmektedir (Önder 2012). Özellikle petrol türevli kaynakla çalışan Stirling motorlarının dört zamanlı motorlara kıyasla daha az miktarda çevreye zarar verdikleri tespit edilmiştir. Genellikle iki bölge arasındaki sıcaklık farkı

ile çalışan bu motorlar piston hareketiyle çalışma maddesinin sıcak ve soğuk bölgelerde hareket etmesiyle çalışmaktadır (Uğurlu 2014).

Stirling motorlarının parça sayısı, gürültü ve titreşim seviyesinin az olması önemli avantajlarıdır. Buna ilave olarak teorik rejeneratörlü Stirling çevriminin termik verimi Carnot çevrimi verimine eşittir. Bu avantajları nedeniyle Stirling motorları icat edilmesinden günümüze kadar soğutma sistemlerinde, elektrik üretiminde, tarım alanlarının sulanması gibi yerlerde yaygın olarak kullanılmıştır (Çınar 2001).

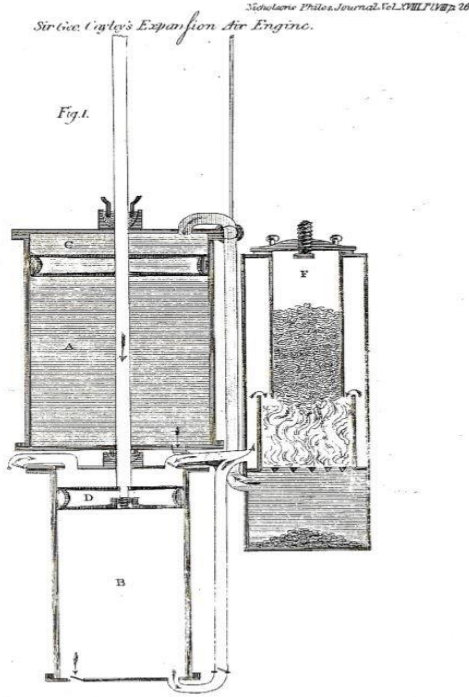
Stirling motorlarında motor performansının artırılabilmesi için mekanik kayıpların azaltılması ve ısı transfer yüzey alanının artırılması üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmada, rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunda ısı transfer yüzey alanını artırarak sıcak kaynaktan çalışma akışkanına birim zamanda daha fazla enerji transfer edilmesi ve motor performansının iyileşmesi hedeflenmektedir. Beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunda ısı transfer yüzey alanının etkisi teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Isı transfer yüzey alanını artırmak için motorun yer değiştirme silindiri üzerine borular ilave edilmiştir. Motorun termodinamik analizi farklı ısı taşınım katsayıları ve farklı şarj basınçları için nodal analiz metodu kullanılarak yapılmıştır. Motor borulu ve borusuz yer değiştirme silindirleri kullanılarak test edilip, ısı transfer yüzey alanının artışının motor performansına etkisi incelenmiştir.



## 2. STIRLING MOTORLARI ve TARİHÇESİ

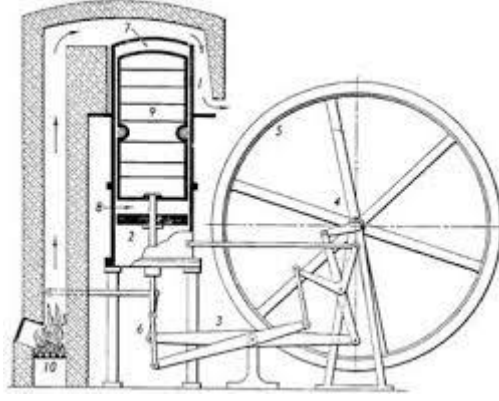
### 2.1 Stirling Motorlarının Tarihi

İlk Stirling motoru 17. yüzyılda üretilmiş olup diğer adı da sıcak hava motoru olarak bilinen bir mekanizmadır (Aksoy 2011, Intsiful 2007). Bu motor 1807 yılında ilk olarak Sir George Cayley tarafından açık çevrimli sıcak hava motoru olarak üretilmiştir (Meijer 1960). Şekil 2.1’ de Cayley tarafından üretilen ilk hava motoru görülmektedir.



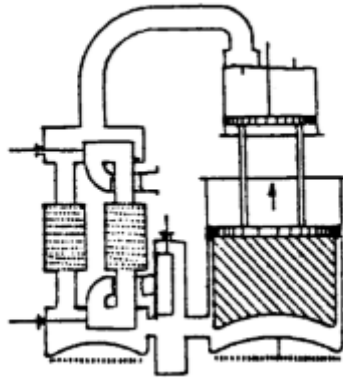
Şekil 2.1 Cayley tarafından geliştirilen açık çevrimli ilk sıcak hava motoru (İnt. Kyn. 1).

Robert Stirling tarafından 1816 yılında kapalı çevrimli olan ilk sıcak hava motoru üretilmiştir (Ala 1996, Demiralp 2000, Arslan 2016, Walker 1980). Stirling motorları farklı sıcaklık seviyelerinde çalışma maddelerinin kapalı rejeneratif bir çevrimle sıkıştırma ve genişleme işlemlerinden oluşan bir makinedir (Walker 1980). Şekil 2.2’ de Robert Stirling tarafından üretilen ve adını da kendisinin verdiği Stirling motoru görülmektedir.



**Şekil 2.2** Robert Stirling tarafından yapılan Stirling motoru (Finkelstein and Organ 2001).

Ericsson tarafından 1853 yılında 2200 tonluk gemilerde kullanılmak üzere üretilen sıcak hava motoru Şekil 2.3’de görülmektedir. Şu ana kadar yapılmış sıcak hava motorları arasında en büyük olandır ve güç pistonlarının çapı 4.2 m, kursu ise 1.8 m’dir. 1 kg kömürden birim güç elde eden bu motorlar, 1.4 kg kömürden birim güç üreten gemi motorlarından daha çok verimli olduğu belirtilmiştir.



**Şekil 2.3** Ericsson tarafından üretilen hava motoru (Demiralp 1994).

1860 yılında Leonir tarafından gaz motoru ve Almanya’da çok dikkat çeken rejeneratörsüz tek silindirli yatay motor ise Lehman tarafından üretilmiştir (Akhan 2007).

1862 yılında Malik ve Parker tarafından üretilen tek silindirli rhombic hareket mekanizması Stirling motorunun testleri güneş enerjisi kullanılarak yapılmıştır. Ericsson ise 1864 yılında güneş enerjili Stirling motorunu reflektör kullanarak

tasarımını gerçekleştirmiştir. 1864-1870 yıllarında, Stirling motorlarında ısı enerjisinin sağlanmasında kollektör kullanılarak yapılan buhar sistemleri önerilmiştir (Cengiz 2016).

1876'da Philips firması tarafından diğer motorlardan farklı bir tasarıma sahip olan Stirling motoru Philadelphia'da tanıtılmıştır (Laka 2011).

İçten yanmalı motorların icadı ile 19. yüzyıldan itibaren Stirling motorlarının tasarım ve üretiminde yavaşlama gerçekleşmiştir. 1920 yılı içerisinde ticari olarak başka amaçlarda kullanılmasıyla tekrar gündeme gelmiştir (Walker 1980).

Philips firması Laboratuvarları'nda 1937 yılında elektrik kullanımı sağlamak amacıyla güç kaynağı olmayan işyerlerindeki cihazlar için Stirling motor üretilmeye başlanmıştır (Walker 1980, Çınar 2001, Aksoy 2011, Akyel 2015).

1948 yılında Philips firması tarafından üretilen motorda hava kullanılarak elde edilen verim % 15 civarında gerçekleşmiştir (Percival 1974).

Philips firması 1953 yılında Meijer tarafından rhombic hareket mekanizması olarak isimlendirilen mekanizmayı Stirling motoruna uyarlamıştır. Bu düzenekte piston üzerine çok fazla kuvvet etki etmediğinden aşıntı miktarı da az olmaktadır. Bu sistem iki tane bir bütün olarak çalışan dişli çark, rot mekanizması ve krank milinden oluşmaktadır. Meijer çalışma maddesi olarak helyum, hidrojen ve havayı kullanmış olup en iyi verimi ise hidrojenden elde etmiştir (Demiralp 2000, Erol 2009).

William Beale 1960'lı yıllarda mekanik sistemler konusunda çıkan karışıklığı ortadan kaldırmak için serbest pistonlu Stirling motorları teorisini ileri sürmüştür. Bu teori de motorda yer değiştirme pistonu ve güç pistonu bağlantısını sağlayan mekanizma ortadan kaldırılmıştır (Özgören 2004).

1970 yılından itibaren General Motors uzay gemileri, binek taşıtlar, denizaltılar ve güç kaynaklarında kullanmak amacıyla Stirling motorları üzerinde araştırmalar yapmıştır. Philips firması ile General Motors firması 1971 yılında aralarındaki anlaşmayı feshederek Ford Motor firması ile anlaşma sağlamış ve 1977 yılına kadar 180 milyon

dolarlık bir bütçe ile binek araçlar için bir Stirling motoru ortaya çıkarmıştır (Yücesu 1996).

1980-1985 yıllarında ABD’de bir firma tarafından araçlarda kullanılmak üzere MOD I ve MOD II motorlarını üretmiştir. Dört silindir, yer değiştirme pistonu, güç pistonu ve iki adet krank mili bulunmaktadır. Mod II olan motor tipi dizel ve benzinli motorlarla kıyaslanmıştır. Yakıt, emisyon ve tork (moment) yönünden karşılaştırıldığında daha verimli olduğu saptanmıştır (Simetkosky 1985, Richey 1986).

Senft 1990 yılında Wisconsin Üniversitesi’nde gerçekleştirdiği bir araştırmada çok düşük sıcaklık aralıklarında çalışabilen P-19 model adını verdiği bir motorun tasarımını yapmış ve bunun üretimini de kendisi gerçekleştirmiştir. Sıkıştırma oranı 1,004 olan bu motor 100 d/dk’da bir insanın ortalama vücut sıcaklığında çalışmaktadır (Senft 2004, Erol 2009).

Çınar ve Karabulut, 276 cm<sup>3</sup> hacme sahip olan gama tipi bir Stirling motorunu 2005 yılında üretmişlerdir. Isı kaynağı olarak bir ısıtıcı kullanılan bu motorda çalışma gazı olarak helyum ve hava kullanmışlardır. 1- 4,5 bar arası şarj basınçlarında 700-100 °C sıcak kaynak kullanılarak motor testi yapılmıştır. En yüksek motor gücünü helyum kullanarak elde etmişlerdir. Bu motorda yüksek motor torku 2 Nm olarak ölçülmüştür (Çınar ve Karabulut 2005).

Akyel 2015 yılında yapmış olduğu çalışmada, beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motrunun imal, tasarım ve performans testlerini yapmıştır. Çalışma maddesi olarak havayı kullandığı deneylerde 500±5, 600±5 ve 700±5 °C sıcak uç sıcaklıklarında ve 1-4 bar şarj basıncında yapmıştır. Maksimum motor gücünü 466 d/dk motor devrinde 244 W, 3 bar şarj basıncında ve 700±5 °C sıcak uç sıcaklığında elde etmiştir (Akyel 2015).

2017 yılında Botean kısmi olarak belli bir yükte çalışan ve 38,16 cm<sup>3</sup>’lük bir yük bulunduran, gama tipi Stirling motorunun deneysel çalışmalarını yapmıştır (Shufat 2019).

2017 yılında Binbir değişken faz açılı alfa tipi bir Stirling motorunun tasarım ve imalatını gerçekleştirmiştir. Sıcak ve soğuk hacimlerin hesaplanmasında kinematik ilişkileri kullanmıştır. Analiz metodu olarak izotermal analiz kullanılarak 70°, 80°, ve 90° faz açıları için hacim, basınç ve çevrimlik net iş değişimlerini hesaplamıştır. 70°, 80°, ve 90° faz açılarında 300 K soğuk uç, 1000 K sıcak uç sıcaklıkları ve 1 bar sarj basıncında çevrimlik net işler sırasıyla 10,199 J, 10,250 J ve 10,247 J olarak elde etmiştir. Alfa tipi Stirling motorunun faz açılarını 70°-100° arası değişebilecek şekilde imal etmiştir (Binbir 2017).

Kaya 2018 yılında yaptığı çalışmada, değişken faz açılı gama tipi bir Stirling motorunun imali, tasarımı ve termodinamik analizlerini yapmıştır. Nodal ve izotermal analizleri çalışma maddesi olarak hava kullandığı deneysel çalışmasında 300 K soğuk uç ve 750 K sıcak uç sıcaklıklarında, 1-3 bar sarj basıncında, 70°-110° faz açılarında, net iş, basınç-hacim, termik verim ve güç değişimleri elde etmiştir. Nodal analiz yönteminde 300 W/m<sup>2</sup> K ve 500 W/m<sup>2</sup> K olarak iki farklı ısı taşınım katsayısı elde etmiştir. 500 W/m<sup>2</sup> K ısı taşınım katsayısı ve 3 bar sarj basıncında maksimum çevrimlik iş 100 °C faz açısında 11,10 J olarak elde etmiştir. Farklı çalışma maddesi kütlelerini kullanarak gerçekleştirdiği hesaplamalarda maksimum çevrimlik işi, 1,3 g çalışma maddesi için, 100 °C faz açısında 12,74 J olarak elde etmiştir (Kaya 2018).

2018 yılında Alahmad yapmış olduğu deneysel çalışmada, güneş çanak Stirling sisteminin tasarımı ve geliştirilmesi konusunda ortaya çıkan sorunları ele almıştır. Tasarımını yaparken 3D CAD olarak bilinen Solidworks programını kullanmıştır. Yaptığı tasarım çalışmasında; ortam sıcaklığı, rüzgar hızı, konum, güneş yükseklik açısı ve hava yoğunluğu vb. performansı etkileyen parametreleri hesaplarak optimize etmiştir. Çalışmada kullandığı çanak sisteminin yüzeyini alüminyum tabaka ile kaplamıştır. Bu çalışmada 500 W, 12 V DC jeneratör ve 800 W gama tipi bir Stirling motorunu kullanmıştır. % 24 - % 36 arasında bir verim elde etmiştir (Alahmad 2018).

Eroğlu 2018 yılında beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunun performans test çalışmalarını LPG yakıtlı ısıtıcı ve 1000 W halojen lamba kullanarak gerçekleştirmiştir. Deneysel çalışmalar LPG yakıtlı ısıtıcı ile 600±10 °C sıcak uç sıcaklığında ve 1000 W halojen lamba ile 450±10 °C sıcak uç sıcaklığında helyum kullanılarak gerçekleştirmiştir. LPG yakıtlı ısıtıcı ile 8 bar sarj basıncında 412 d/dk

motor hızında maksimum motor gücü 358 W ve 399 d/dk motor hızında maksimum motor momenti 8,41 Nm olarak elde etmiştir. 1000 W halojen lamba ile 6 bar sarj basıncında 261 d/dk motor hızında motor gücü 96,9 W ve motor momenti 3,54 Nm olarak elde etmiştir (Eroğlu 2018).

2019 yılında Sağlam beta tipi bir Stirling motorunda yer değiştirme pistonu ve silindirin boyunu kısaltarak sıkıştırma oranını artırmıştır. Performans artışı ve sũrtũnme kayıplarını azaltmak için ise rhombic hareket mekanizması kullanmıştır. Çalışma maddesi olarak hava kullandığı deneysel çalışmasında maksimum motor gücü ve motor momenti, 6 sarj basıncında ve 455 d/dk motor devrinde sırasıyla 578,32 W ve 12,13 Nm sonuçlarını elde etmiştir. Helyum kullanarak yapmış olduğu deneylerde ise motor gücü ve motor momenti, 7 bar sarj basıncında 640 d/dk motor devrinde 684,39 W ve 552 d/dk motor devrinde ise 11,76 Nm sonuçlarını elde etmiştir (Sağlam 2019).

Shufat 2019 yılında yaptığı çalışmada, tasarladığı bir Stirling motorunda 1,5 kW gücü 1 bar basınçta ve 600 K uç sıcaklıkta elde etmiştir. Bu ıkış gücünü yüksek sıcaklık ve belli bir basınç altında kontrollũ bir Şekilde artırılarak maksimum 270 W elektriksel güc elde etmiştir. Bu motor için kapalı hacim ortamında helyum ve hava kullanılarak deneysel çalışma yapmıştır. Helyum gazında havaya oranla motor gücünde 5 kat daha fazla artış elde etmiştir (Shufat 2019).

Erdem 2019 yılında yaptığı çalışmada, Stirling motorlarında sıcak ve soğuk uç bölgede bulunan ve soğutma işlemi gerçekleştiren kanatçıkların çevresine rejeneratũr sargılarını yerleştirerek motor gücü ve motor momentinde meydana gelen değişimleri incelemiştir. Maksimum motor gücü ve motor momentini sık sarımlı rejeneratũr uygulamasında elde etmiştir. 8 bar sarj basıncında ve 940 d/dk motor devrinde 64,715 W olarak maksimum motor gücünü elde etmiştir (Erdem 2019).

2020 yılında Azanpa çalışmasında, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanıldığı sistemlerde ve petrol türevli fosil enerji kaynaklarını kullanan araçların yerine kullanımı ve yüksek enerji potansiyeli olan, Stirling çevrimiyle çalışan bir motorun optimizasyon ve kontrolünü gerçekleştirmiştir (Azanpa 2020).

## 2.2 Stirling Motorlarının Çeşitleri

Stirling motorlarının icadından günümüze farklı tiplerde motorlar yapılmıştır. Temel olarak hepsinin çalışma sistemi birbirine benzemektedir. Fakat üretim ve tasarım da ölü hacim ve sızdırmazlık gibi sorunların giderilmesi için farklı motor tipleri ortaya çıkmıştır.

Stirling motorları mekanik sistemlerine göre aşağıdaki gibi sınıflandırılmaktadır;

- Tek etkili Stirling motorları
- Çift etkili Stirling motorları (Akhan 2007).
- Düşük sıcaklık farkı ile çalışan Stirling motorları
- Serbest pistonlu Stirling motorları (Çınar 2001, Walker 1980).

### 2.2.1 Tek Etkili Stirling Motorları

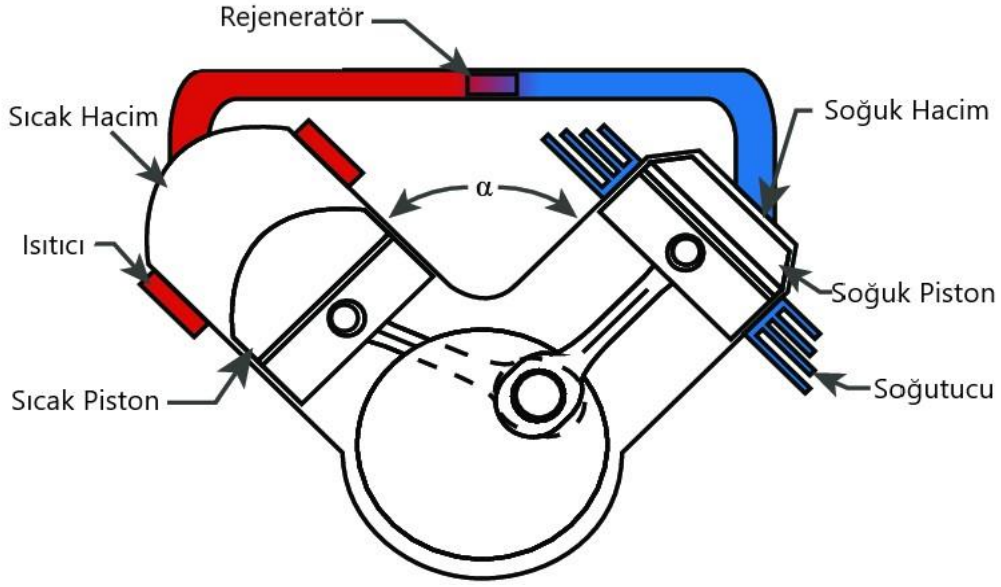
Tek etkili Stirling motorları sıkıştırma ve genişleme olarak aynı veya farklı silindirler ile bunları bir arada tutan ısı değiştiriciden oluşmaktadır. Bu motor tipinde kullanılan çalışma elemanları olarak iki adet piston veya bir adedi piston diğeri ise yer değiştirme pistonu olabilir (Külahlı 2013).

Tek etkili Stirling motorları üç tipte incelenir. Bunlar; Alfa, Beta ve Gama tipi Stirling motorlarıdır.

#### 2.2.1.1 Alfa Tipi Stirling Motorları

Bu tip motorlar rejenaratör, soğutucu ve ısıtıcı olmak üzere üç temel bölümden oluşmaktadır. Soğutucu ve ısıtıcı bir kanal ya da boru yardımıyla birbirine bağlanmıştır. Soğutma ve ısıtma işlemleri silindir cidarlarına ayrı bir ısı kaynağı kullanmadan küçük güçlü motorlarda gerçekleştirilebilir. Kapalı hacimde gerçekleştirilen sıkıştırma ve genişleme işlemlerinin silindirde gerçekleşebilmesi için genellikle  $90^\circ$  'lik bir faz açısı kullanılır. Bu motorun performansını artırmak için çift etkili piston-silindir mekanizması kullanılmalıdır. Üretimi kolay olan bir motor çeşididir. Farklı açılarla ( $75^\circ$ - $110^\circ$ ) bağlanan silindirler birbirine bağlanabildiği gibi krank mili muyluları da

farklı açılarda bağlanarak sıkıştırma ve genişleme işlemleri de gerçekleştirilebilmektedir. Soğuk ve sıcak silindirler birbirinden bağımsız konumda oldukları için birbirlerini etkilemezler ve ısı verme işleminde herhangi bir kayıp yaşanmaz (Koca 1997, Kaygısız 2019). Şekil 2.4’de alfa tipi bir Stirling motorunun şeması görülmektedir.

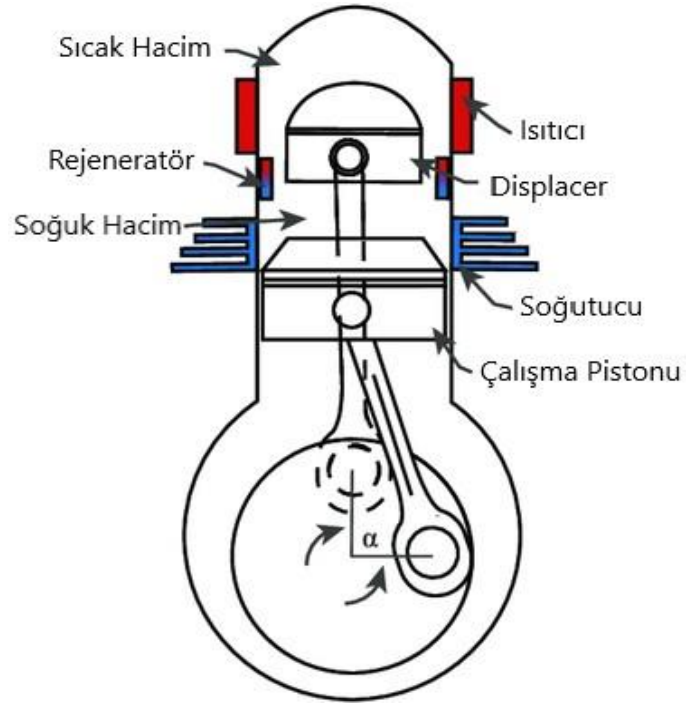


Şekil 2.4 Alfa tipi Stirling motorunun şeması (İnt. Kyn. 2).

### 2.2.1.2 Beta Tipi Stirling Motorları

Tek bir silindir içinde bir adet piston ve bir adet displacer (yer değiştirici) bulunan bir Stirling motoru tipidir. Bu parçalara ilave olarak soğutucu, ısıtıcı ve rejeneratörde yer almaktadır. Sıcaklık arttıkça hacim artışı olan genişleme hacmi, yer değiştirici pistonun konumuna göre hareket ederken, ısı transferini dışa doğru yapan sıkıştırma hacmi ise yer değiştirici pistonu ile güç piston arasında kalan hacme bağlı olarak değişiklik göstermektedir. İdeal gaz çevriminde kullanılan gazın aynı basınç seviyesinde olduğu düşünülürse, yer değiştirme hareketi boyunca elde edilen kuvvet sıfır olacağından oluşturduğu atalet momenti dışında enerji tüketmemektedir. Güç pistonu tarafından güç sağlanmaktadır. Alfa tipi stirling motorlarında pistonlarda net kuvvet sıfır olmadığından krank mili ile enerji alışverişi gerçekleşmektedir. Yer değiştiricinin görevi ise gazı sıkıştırma ve genişleme hacmi arasında iletimini sağlamaktır (Azanpa 2020). Şekil 2.5’de beta tipi Stirling motorunun şeması görülmektedir.

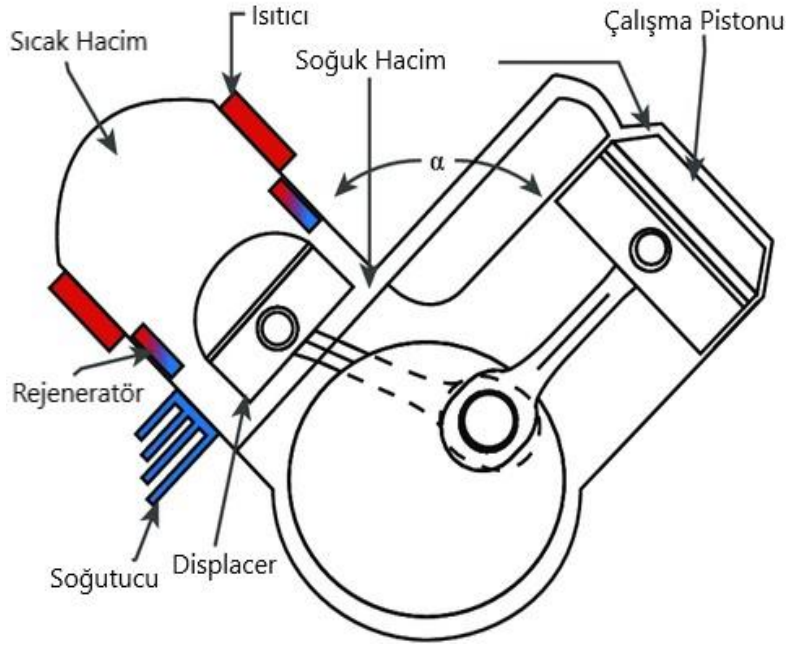




Şekil 2.5 Beta tipi Stirling motorunun şeması (İnt. Kyn. 3).

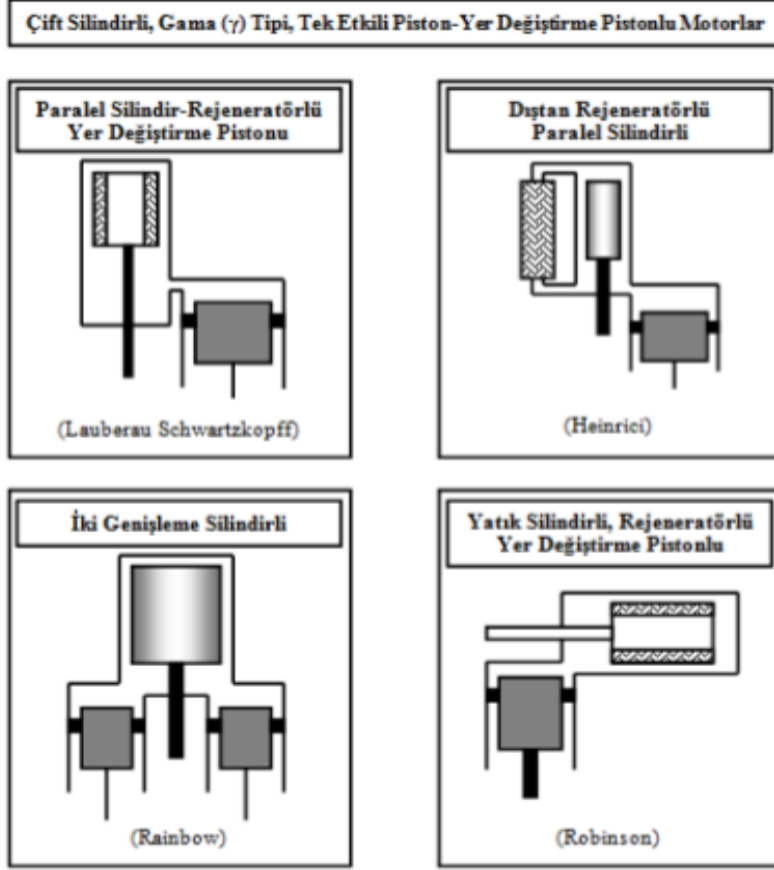
### 2.2.1.3 Gama Tipi Stirling Motorları

Gama tipi Stirling motorları iki adet silindirden oluşmaktadır. Silindirlerin bir tanesinde bulunan piston sıkıştırma ve genişleme işlemini yaparken, diğerindeki ise yer değiştirme pistonu ile çalışma gazının soğutulması ve ısıtılmasını sağlar. Bu silindirler boru aracılığıyla birbirine bağlanmıştır. Rejenaratör, beta tipi motorlarda olduğu gibi displacerın (yer değiştirici) içinde veya dışında olabilir (Erol 2009). Şekil 2.6'da gama tipi Stirling motorunun şeması görülmektedir.



Şekil 2.6 Gama tipi Stirling motorunun şeması (İnt. Kyn. 3).

Bu tip motorlarda, Laubereau-Schwartzkopff adıyla bilinen rejeneratörlü yer değiştirici ve Heinrici adıyla bilinen de ise harici rejeneratör bulunmaktadır. Silindir eksenleri arasında  $90^\circ$  açı bulunan motorlara ise Robinson motoru denilmektedir. Bu motorun revize edilmiş şekli ise 1971 yılında H. Rainbow tarafından yapılmıştır. Bu tip motorlarda bir adet yer değiştirme pistonu ve iki adet güç pistonu bulunmaktadır (Erol 2009). Şekil 2.7’de gama tipi bir Stirling motorunun revize edilmiş şeması görülmektedir.

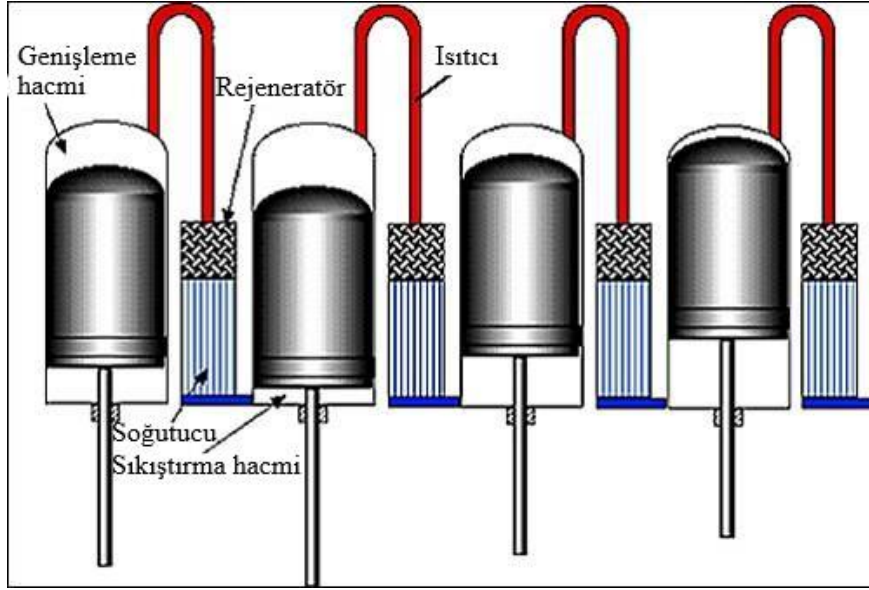


**Şekil 2.7** Gama tipi Stirling motorlarının revize edilmiş düzenlemeleri (Aksoy 2011).

### 2.2.2 Çift Etkili Stirling Motorları

Çift etkili Stirling motorları iki adet silindirden oluşan motor tipidir. Çift etkili Stirling motorları temel olarak beş kısımdan oluşmaktadır. Bunlar; ısıtıcı, soğutucu, rejeneratör, sıkıştırma ve genişleme hacmidir. Bu tip motorlar çalışma maddesini bir bölgeden diğerine aktarmak için pistonun her iki tarafını da kullanmaktadır (Yingxiao Yu *et al.* 2012).

Bu tip Stirling motorların kullanılma sebeplerinden birisi de hareketli parçaların az olmasıdır. Tek etkili Stirling motorlarındaki hareket eden parça sayısı çift etkili Stirling motorlarında hareket eden parça sayısının iki katı kadardır. Bu şekilde hareketli olan parçaların yapısının basit ve üretiminin kolay olması sağlanmıştır. Fakat motor boyutunun azaltılması yapısına uygun olmadığından önemli bir dezavantaj oluşturmaktadır (Walker 1980). Şekil 2.8’de çift etkili Stirling motorunun şeması görülmektedir.



Şekil 2.8 Çift Etkili Stirling motorunun şeması (İnt. Kyn. 4).

### 2.2.3 Düşük Sıcaklık Farkı ile Çalışan Stirling Motorları

Düşük sıcaklık farkı (LTD) ile çalışan Stirling motorları yer değiştirme silindirinin düşük sıcaklık farkı ile soğuk ve sıcak bölgelerde çalışmaktadır. Diğer yüksek sıcaklıkta çalışan Stirling çevrimli motorlardan farklı olarak iki bölge arasındaki sıcaklık farkından dolayı güç üretimi daha fazla olmaktadır.

Düşük sıcaklık farkı (LTD) ile çalışan Stirling motorları iki farklı tasarıma sahiptir. Birincisi tek krank mili bulunan ve sadece güç pistonu Ringbom motoru adı verilen volana bağlıdır. Çalışma prensibi daha çok Ringbom motoruna benzemektedir. Yer değiştirici bağlantı çubuğunu değiştirmek için kullanılan hassas bir şekilde işlenmiş kısa ve büyük çaplı bir yer değiştirme çubuğu kullanılmıştır. Diğer tasarımda ise hem güç pistonu hem de yer değiştirici piston volana bağlandığı için kinematik motor da denilmektedir. Gama tipi bir motor olan bu kinematik motor  $90^\circ$  lik bir faz açısına sahiptir (Kontragool and Wongwises 2003). Şekil 2.9'da düşük sıcaklık farkı ile çalışan bir Stirling motorunun resmi görülmektedir.



**Şekil 2.9** Düşük sıcaklık farkı ile çalışan Stirling motoru (İnt. Kyn. 5).

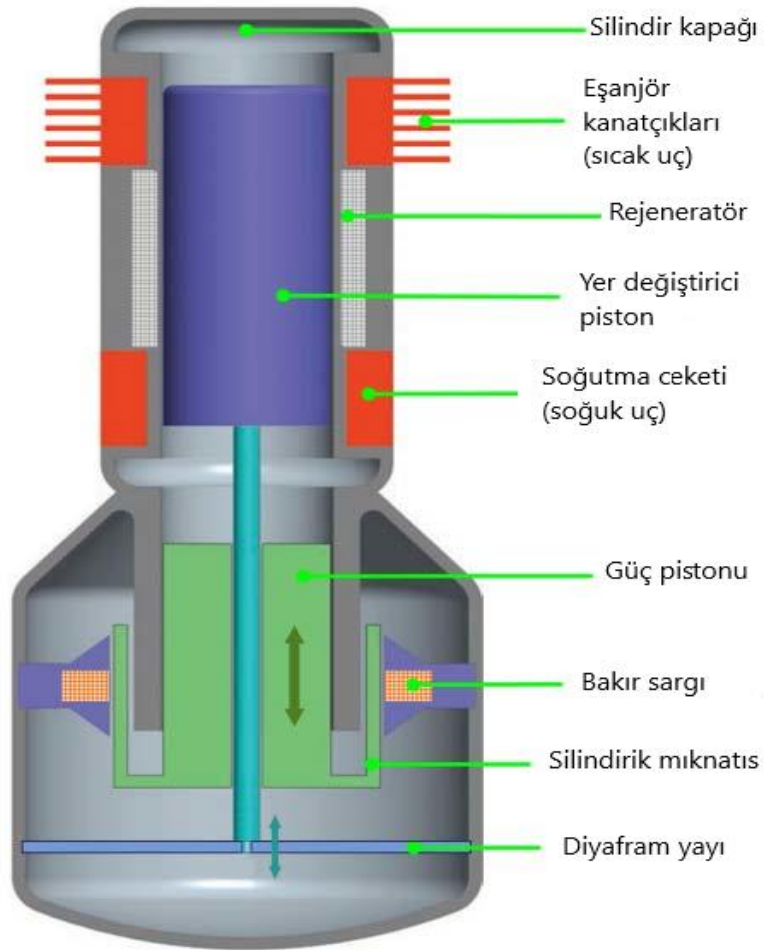
#### **2.2.4 Serbest Pistonlu Stirling Motorları**

Stirling motorları üzerinde yapılan ilk uygulamalardan biri de 1960 yılında Ohio Üniversitesi'nde William Beale tarafından tasarlanan serbest pistonlu Stirling motorlarıdır. Serbest pistonlu Stirling motorlarında (FPSE), piston elemanlarını birbirine ve ortak dönen bir mile bağlayan bir mekanizma bulunmamaktadır. Bunun yerine, parçalar tamamen gaz veya diğer etki eden yay kuvvetlerine bağlı olarak hareket etmektedirler. Serbest pistonlu Stirling motorlarında (FPSE), çok farklı çeşitlilikte motor tipleri bulunmaktadır. Bunlardan en yaygın olanı ise tek silindirli motorlardır (Rogdakis *et al.* 2004).

Serbest pistonlu Stirling motorları (FPSE), soğutucu olarak kullanılmalarının yanı sıra termal motorlar olarak da kullanılmaktadır. Bu tip motorlarda farklı yakıt türleri de kullanılmaktadır. Bunlar; katı, sıvı ve gaz fazında olabilmektedir. Nükleer veya güneş enerjisi sistemlerinde güç kaynağı olarak da kullanılabilir. Bu motor tipi genellikle elektrik enerjisi üretmek için lineer bir alternatöre bağlanmaktadır (Rogdakis *et al.* 2004).

Serbest pistonlu Stirling motorları ve Stirling motorlarının genel olarak çalışma prensiplerine baktığımızda yer değiştirme pistonu, ısı kaynağı ve soğutucudan oluşmaktadır. Yer değiştirme pistonu, hareket etmesiyle soğuk ve sıcak alan arasındaki

sıvıyı sıkıştırmaktadır. Örneğin, yer değiştirici sağa doğru hareket ettikçe, gazı sıcak taraftan soğuk tarafa taşır ve ısıyı emerek gazın sıcaklığının ve basıncının artmasına neden olur. Ters yönde hareket etmesi durumunda ise, gazın sıcaklığı ve basıncı düşer. İki taraf arasındaki akış bağlantısının, yer değiştirme pistonu arasında basınç farkı oluşturmadığından yer değiştirme pistonu üzerinde basınca bağlı kuvvetler ortaya çıkmamaktadır. Sürtünme ve akış kısıtlamaları olmadan, yer değiştirme pistonunun basıncını değiştirmek için atalet hareketini değiştirmek yeterli olacaktır. Yer değiştirme pistonuna etki eden bir kaynak varsa basıncını değiştirmek için teorik bir çalışma yapılmasına gerek kalmaz (Riofrio *et al.* 2008). şekil 2.10'da serbest pistonlu Stirling motorunun şeması görölmektedir.



şekil 2.10 Serbest pistonlu Stirling motoru (İnt. Kyn. 6).

## 2.3 Hareket İletim Mekanizmaları

### 2.3.1 Rhombic Hareket İletim Mekanizması

1953 yılında Philips firmasında çalışan R.J. Meijer tarafından ilk defa Rhombic hareket iletim mekanizması Stirling motorlarında denenmiştir. Bu mekanizmanın kullanıldığı motor tiplerindeki ses ve titreşim seviyesinin diğer motorlara oranla daha az olduğunu ortaya çıkarmıştır (Walker 1980). Bu hareket iletim mekanizması, güç pistonu, yer değiştirme pistonu ve rodlarıyla birlikte zıt yönde hareket eden iki adet dişliden oluşmaktadır. Bu mekanizmada etki eden yanal kuvvetler birbirini eşitlediğinden silindir ve piston arasında veya yer değiştirme ile güç pistonu rodları arasında yanal kuvvetlerden dolayı sürtünme kuvveti oluşmadığından ortaya çıkan sürtünme direnci azalmaktadır. Bu yüzden piston ile silindir arasında oluşan aşınım miktarı en aza indirilmektedir (Önder 2012). Şekil 2.11’de rhombic hareket mekanizmalı Stirling motoru görülmektedir.



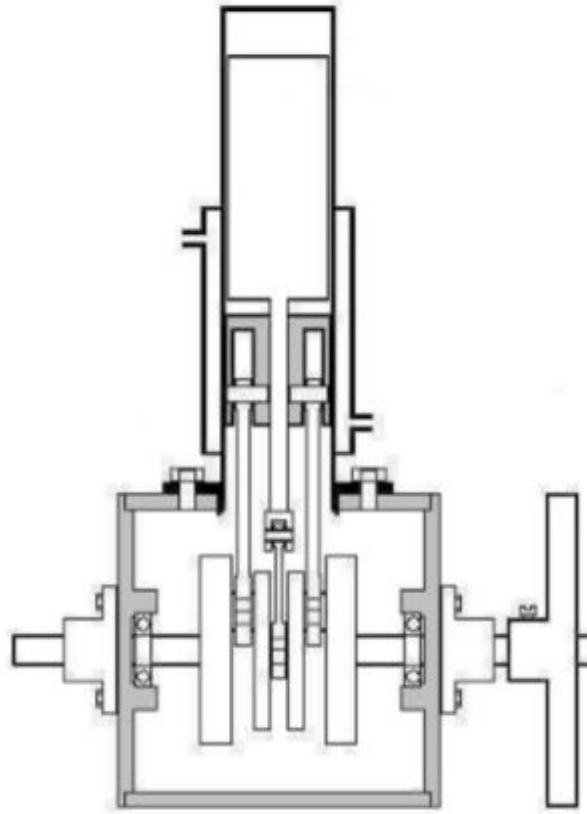
Şekil 2.11 Rhombic hareket mekanizmalı Stirling motoru (Sağlam 2019).

### 2.3.2 Krank-Biyel Hareket İletim Mekanizması

Bu tip hareket iletim mekanizmasının yapımı kolay olduğundan küçük ve tek silindirle çalışan motorlar için imal edilmektedir. Büyük motorlarda kullanılmamasının tek

nedeni ise motorların ağırlığını artırdığı için tercih edilmemektedir. Yanal yönden etki eden sürtünme kuvvetleri yer değiştirme pistonunun rodu üzerine montajının yapılmasıyla en düşük seviyeye indirilmektedir. Ancak, güç pistonu ve biyel mekanizmasının birlikte hareket etmesiyle oluşan yanıl kuvvetlerin etkisi artmaktadır (Özgören 2004).

Krank-biyel hareket iletim mekanizmasında krank mili haznesindeki basıncın yükselmesi durumunda ortaya çıkan güçte düşüş olmaktadır. Bu nedenle bu haznenin içerisindeki basınç değerinin en düşük seviyede olması gerekmektedir (Aksoy 2011). Şekil 2.12’de krank-biyel hareket mekanizmalı bir Stirling motoru görülmektedir.



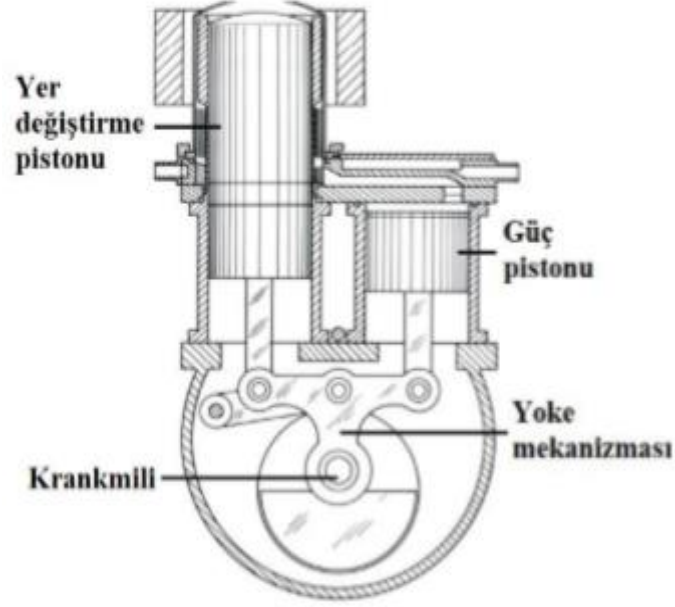
Şekil 2.12 Krank-Biyel hareket iletim mekanizmalı Stirling Motoru (Erol 2009).

### 2.3.3 Ross Yoke Hareket İletim Mekanizması

Ross Yoke mekanizması Stirling motorlarında ilk kez 1976 yılında Andy Ross tarafından imal edilmiştir. Bu mekanizmada yanıl yönden etki eden kuvvetler



birbirlerini sıfırladığından dolayı piston ve silindir yüzeylerinde oluşan sürtünme ve aşınma miktarı azalmaktadır (Erol 2009). Şekil 2.13’de Ross Yoke hareket iletim mekanizmalı Stirling motoru görülmektedir.

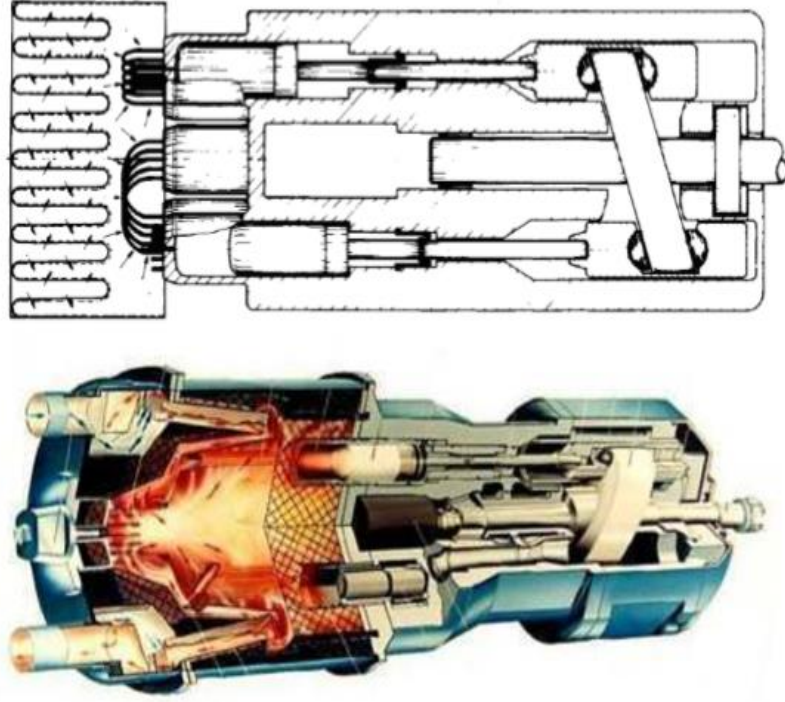


Şekil 2.13 Ross Yoke hareket iletim mekanizmalı Stirling motoru (Ross 1993).

### 2.3.4 Eğik Plaka Döndürme Hareket İletim Mekanizması

Bu tip hareket iletim mekanizmaları genel olarak hidrolik pompalarda ve kompresörlerde kullanılırken, Stirling motorlarında da kullanılmıştır. Bu mekanizma birden fazla silindir bulunan motorlarda kullanılmasıyla birlikte, mekanizmanın ağırlığı ve boyutunun rhombic hareket iletim mekanizmasına oranla daha küçük ve ağırlığının az olması nedeniyle yüksek güç elde edilmektedir (Üstün 2000).

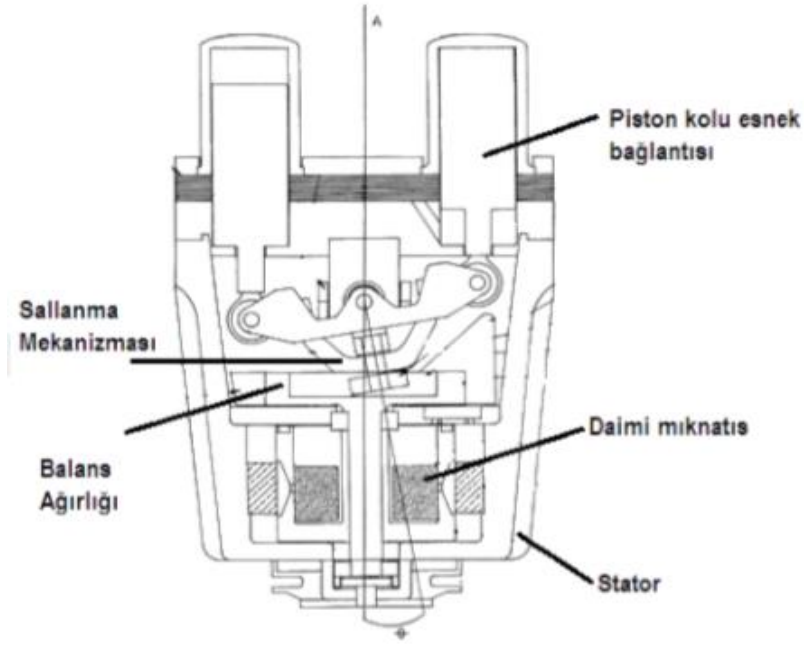
Motor boyutunun küçülme durumu, motorun dengeli olması, üzerinde yapılan birçok uygulama da moment eğrilerinin uygun değerlerde olması ve seri üretim açısından uygun hale gelmesi gibi avantajların yanısıra bu tip mekanizma da oluşan yağlama problemi nedeniyle sürtünme kuvvetinde artış meydana gelmiş olup ve eğik plakaya karşı oluşan etkin kuvvetler sebebiyle piston üzerinde yanal kuvvet yükleri artmaktadır (Üstün 2000). Şekil 2.14’de eğik plaka döndürme hareket iletim mekanizmalı Stirling motoru görülmektedir.



Şekil 2.14 Eğik plaka döndürme hareket iletim mekanizmalı Stirling motoru kesiti (Erol 2009).

### 2.3.5 Sallanan Sürücü Tip Hareket İletim Mekanizması

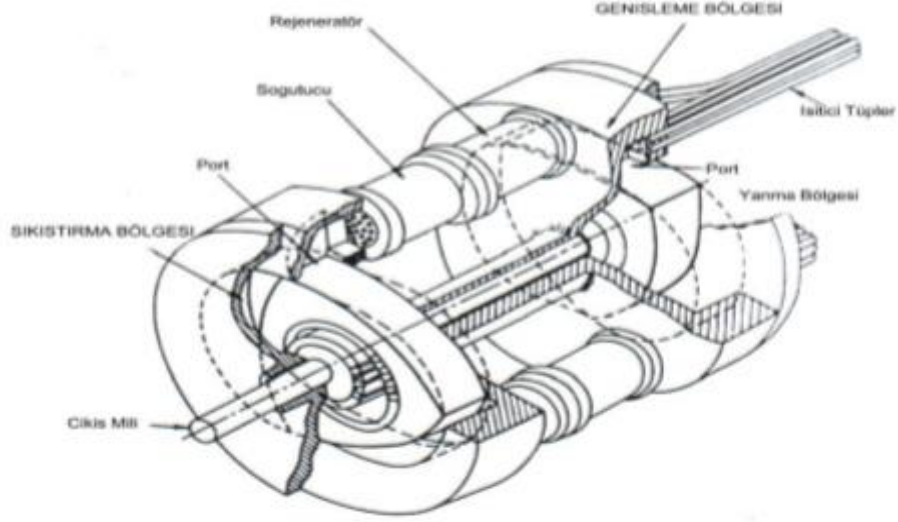
İçten yanmalı motorlarda kullanılan ve maliyet bakımından ucuz olan bu tip hareket iletim mekanizması iki tane piston rodu ve bir tane külbütör mekanizmasından oluşmaktadır. Külbütör mekanizması pistonlara piston kolları vasıtasıyla bağlanmıştır (Martini 1978, Çınar 2001). Şekil 2.15’de sallanan sürücü tip hareket iletim mekanizmalı Stirling motoru görülmektedir.



Şekil 2.15 Sallanan sürücü tip hareket iletim mekanizmasının şeması (Eroğlu 2018).

### 2.3.6 Döner (Wankel) Tip Hareket İletim Mekanizması

Wankel tipi Stirling motorları sıkıştırma ve genişleme olmak üzere ortak mil üzerine yataklandırılmış iki tane rotordan meydana gelmektedir. Sistemde ayrıca iki tane rejenaratör bulunmaktadır. Rotorlar yataklarıydıkları hacimde üç tane ayrı bölge oluşturmaktadır. Bu oluşan her bölgede ya iki adet sıkıştırma ya da iki adet genişleme işlemi gerçekleşmektedir. Motorun her bir turunda iki adet çevrim olduğundan motor gücü artmaktadır (Walker 1980). Şekil 2.16'da döner tip hareket iletim mekanizmalı Stirling motoru görülmektedir.



Şekil 2.16 Döner (Wankel) tip hareket iletim mekanizması şeması (Walker 1980).

## 2.4 Stirling Motorlarının Avantaj ve Dezavantajları

### 2.4.1 Stirling Motorlarının Avantajları

- Stirling motorlarını çalıştırmak için birçok ısı kaynağı kullanılabilir.
- İçten yanmalı motorlara oranla ortaya çıkan çalışma verimleri yüksektir.
- Dıştan yanmalı oldukları için içten yanmalı motorlara göre ortaya çıkan kirletici emisyonlar daha azdır.
- Motorlar ilk harekete geçmeden önce ısı kaynağı ile ısıtıldığı için ilk hareket çok rahat gerçekleşmektedir.
- İçten yanmalı motorlarda bulunan birçok sistem bu motorlarda bulunmadığı için maliyeti ve bakımı ucuzdur (Yücesu 1996, Arslan 2016).
- İçten yanmalı motorlarda bulunan parçaların bazılarının olmayışı gürültü ve titreşimin azalmasını sağlamaktadır.
- Isı dışarıdan verildiği için motor parçalarında kirlenme oluşmamaktadır. İçten yanmalı motorlarda olduğu gibi ani basınç artışları olmadığından motor parçaları zarar görmemektedir ve parça aşınması az olmaktadır.

- Yağlama sistemi içten yanmalı motorlardaki gibi soğutma işlemi yapmadığından, yağlama nedeniyle ısı kayıpları ortaya çıkmaz. Yağ tüketimi az ve yağı değiştirme aralıkları uzun sürelidir.
- Stirling motorları çok çeşitli mekanik aksamlar, değişik boyutlar ve çok farklı güç oranlarında imal edilebilmektedir (Benvenuto and Filippo 1992, Yücesu 1996).

#### **2.4.2 Stirling Motorlarının Dezavantajları**

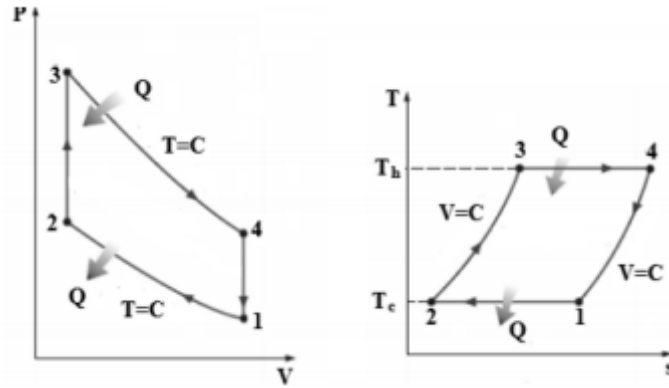
- Aynı güçte olan içten yanmalı motorlara göre boyutu büyük ve ağırlığı daha fazladır.
- Isıtıcı ve soğutucudan kaynaklanan ısı değişimlerinden dolayı yavaşlama ve hızlanma ivmeleri içten yanmalı motorlara göre daha düşüktür.
- Ar-Ge çalışmaları günümüzde devam ettiği için seri üretim gerçekleşmemektedir.
- Krank mili çıkışında ve pistonlarla silindirler arasında sızdırmazlık sorunları ortaya çıkmaktadır.
- Deneysel çalışmaların çok olması ve tasarımının zor olması nedeniyle maliyet oldukça artmaktadır (Çınar 2001, Üstün 2000, Yücesu 1996, Özgören 2004).

### 3. TERMODİNAMİK ANALİZ

Stirling çevriminde gerçek çevrime yakın sonuçlar elde etmek için çeşitli analiz yöntemleri kullanılmaktadır. Bu yöntemler genellikle Stirling çevrimine uygun olacak şekilde çevrimin bir kısmı ideal gazlardaki hal değişimlerinden ortaya çıkarken diğer bir kısmı ise farklı yöntemler uygulanmak üzere gerçek çevrime yakın sonuçlar elde etmek için kullanılmıştır. Bazı analiz yöntemlerinde ise ortaya konulan çevrim bir bütün olarak farklı şekilde uygulanmıştır. Sabit hacim ve basınçta kısmen verilen ve çıkarılan ısının çevrimin sıkıştırma ve genişleme işlemlerinde adyabatik olarak kabul görmesi şartıyla çevrim yönteminde uygulanmıştır (Yücesu 1996).

#### 3.1 Stirling Çevrimi

İki sabit sıcaklık ve iki sabit hacim durum değişikliğinden meydana gelen Stirling çevrimi için P-V ve T-S diyagramları Şekil 3.1'de gösterilmiştir. Stirling çevriminde analiz yapmak için kullanılan çalışma maddesi ideal bir gaz olmak koşuluyla gerçekleştirilmektedir.



Şekil 3.1 Stirling çevriminde P-V ve T-S diyagramları (Şekercioğlu ve Yılmaz 2012).

Stirling çevrim aşamaları;

- 1-2 aşaması:** Sabit sıcaklıkta sıkıştırma (sistemden dışarıya ısı iletimi)
- 2-3 aşaması:** Sabit hacimde sisteme dışarıdan ( $T_h$ ) ısı iletilmesi
- 3-4 aşaması:** Sabit sıcaklıkta genişleme ve sisteme ısı iletiminin sürdürülmesi
- 4-1 aşaması:** Sabit hacimde dışarıya ısının verilmesi

Sistemin sabit hacimde hal değişimi (2-3) boyunca ısının verilmesi;

$$q_{2-3} = C_v(T_h - T_c) \quad (3.1)$$

Sistemin sabit sıcaklıkta hal değişimi (3-4) boyunca ısının verilmesi;

$$q_{3-4} = RT_h \ln\left[\frac{V_4}{V_3}\right] \quad (3.2)$$

Çevrimde  $V_4=V_1$  ve  $V_3=V_2$  olduğundan;

$$q_{3-4} = RT_h \ln\left[\frac{V_1}{V_2}\right] \quad (3.3)$$

denklemini çıkar. Sistemde sabit hacim durumunda (4-1) süresince sistemden alınan ısı;

$$q_{4-1} = C_v(T_h - T_c) \quad (3.4)$$

Sistemde sabit sıcaklık hal değişiminde (1-2) süresince alınan ısı;

$$q_{1-2} = RT_c \ln\left[\frac{V_1}{V_2}\right] \quad (3.5)$$

denklemini oluşturulabilir. Bu denklemlerden sisteme iletilen toplam ısı;

$$q_s = q_{2-3} + q_{3-4} \quad (3.6)$$

Sistemden alınan toplam ısı;

$$q_r = q_{4-1} + q_{1-2} \quad (3.7)$$

denklemini oluştur. Net ısı miktarı ise;

$$q_{net} = q_s - q_r \quad (3.8)$$

olduğundan,

$$q_{net} = (T_h - T_c)R \ln\left[\frac{V_1}{V_2}\right] \quad (3.9)$$

denklemini oluştur. Çevrimdeki ısı verim ise;

$$\eta_t = \frac{q_{NET}}{q_s} = \frac{(T_h - T_c)R \ln\left[\frac{V_1}{V_2}\right]}{C_v(T_h - T_c) + RTh \ln\left[\frac{V_1}{V_2}\right]} \quad (3.10)$$

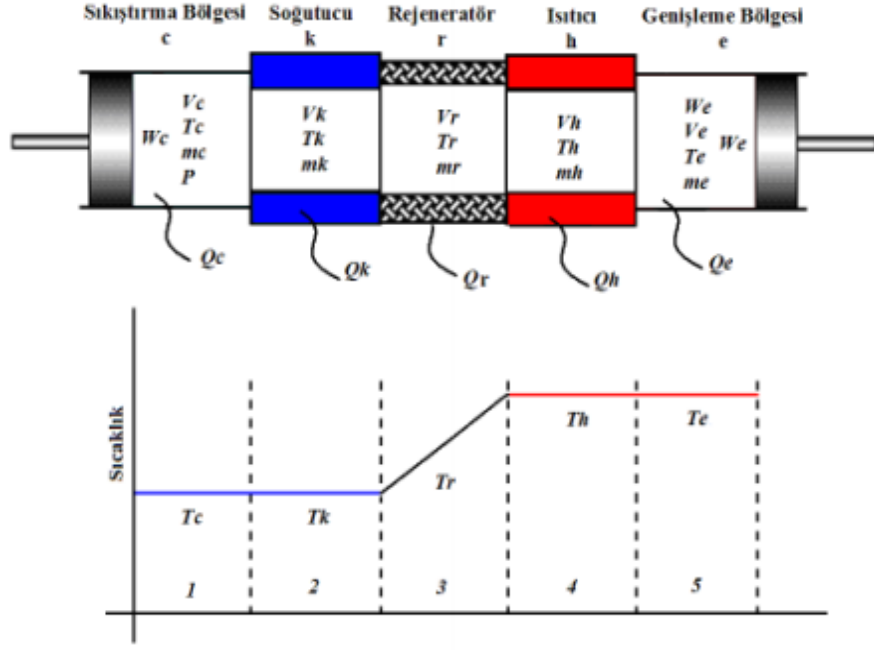
denklemini ile oluşacaktır (Aksoy 2011, Çınar 2001).

### 3.2 İzotermal Analiz

Bu analiz yöntemi Gustav Schmidt tarafından ortaya atılmıştır. Bu analiz yönteminde sistemde dışarıya çıkan bütün ısılar ihmal edilmiş, sıkıştırma ve genişleme işlemleri sabit sıcaklıkta varsayılmıştır.

Martini 1978 yılında beş hacimli ikinci seviye analiz yöntemini ortaya çıkarmıştır. Şekil 3.2.' de bu yöntem gösterilmiştir (Binbir 2017).





Şekil 3.2 Beş hacimli model üzerinde Stirling motorunun izotermal analizi (Erol 2009).

Martini, izotermal analiz yaparak aşağıdaki kabulleri ortaya çıkarmıştır.

1. Genişleme ve sıkıştırma bölgesindeki hacim değişimi sırasında çalışma maddesinin sıcaklığı sabittir.
2. Çalışma maddesinin rejeneratörden geçişi sırasında oluşan sürtünme kayıpları ihmal edilir ve rejeneratörün sıcaklığı sabit kabul edilir. Sıkıştırma bölgesinde  $T_c$  ve genişleme bölgesinde  $T_h$  sıcaklıkları olup sıcaklık farklılıkları ise lineer olarak kabul edilir.
3. Akış sırasında sürtünme yoktur, geçiş sırasında ise akışkanın serbest şekilde ivmelenmesine neden olan basınç farklılıkları oluşmaz.
4. Akışkanın kütlesi çevrim süresince kaçaklar olmadığından sabittir.
5. Sıkıştırma ve genişleme hacimleri krank açısının fonksiyonu olarak ifade edilir.
6. Çalışma maddesi olarak ideal gaz kullanılmıştır (Çınar 2001).

İzotermal analiz için basınç,

$$P = \frac{mtR}{\frac{V_1}{T_1} + \frac{V_2}{T_2} + \frac{V_3}{T_3} + \dots + \frac{V_n}{T_n}} \quad (3.11)$$

eşitliğinde hesaplanır. Çalışma maddesinin iç enerjisi ise,

$$u = C_V \left( \frac{P_1 V_1 + P_2 V_2 + \dots + P_n V_n}{R} \right) \quad (3.12)$$

ile hesaplanır.

İzotermal bir çevrim analizi, krank açısının bir turu  $2\pi$  olduğundan çevrim zamanını sonsuz parçalara ayırır. Krank mili için belirli bir pozisyonda başlatılan basınç, hacim ve iç enerjinin çevrim süresince çevrimin her aşamasında hesaplamaları yapılır. Oluşturulan basınç, hacim ve iç enerji için ortaya çıkarılan veriler kullanılarak motorun bir çevrimdeki net işi, soğuk kaynak ve rejeneratöre verdiği toplam ısı miktarı ve sıcak kaynak ve rejeneratörden aldığı toplam ısı miktarı hesaplanabilmektedir.

Net işi hesaplamak için,

$$W = \sum_{i=1}^{i=k} P_i (V_i - V_{i-1}) \quad (3.13)$$

eşitliği kullanılabilir. Sıcak kaynaktan alınarak soğuk kaynağa verilen ısı miktarını hesaplamak için Termodinamiğin Birinci Kanunu,

$$\Delta Q = \Delta U + \Delta W = (U_i - U_{i-1}) + P_i (V_i - V_{i-1}) \quad (3.14)$$

kullanılır. Bu denklem ile çevrim aşamalarındaki iç enerji değişimleri hesaplanabildiğinden  $\Delta Q$ 'nun bazı aşamalarda pozitif, bazı aşamalarda ise negatif değerler aldığı görülür. Pozitif değer olanlar sıcak kaynaktan ısının çalışma maddesine geçtiğini, negatif değerde olanlar ise soğuk kaynaktan ısının çalışma maddesinden çekildiğini göstermektedir. Pozitif değer olarak ortaya çıkan  $\Delta Q$ 'lar biraraya toplanarak

çevrim süresince çalışma maddesine verilen ısı hesaplanır. Negatif olarak çıkan değerler de ise  $\Delta Q$ 'lar toplanarak çevrim süresince çalışma maddesinden dışarıya çekilen ısı hesaplanır. Çevrimin verimi ise,

$$\eta = \frac{W}{Q_h} \quad (3.15)$$

eşitliği ile bulunur. Denklemin çözümünde, motor için kullanılan dönüştürme mekanizmasına bağlı olarak,  $V_c$  ve  $V_e$  hacim değişimleri ve

$$V_c = \frac{dV_c}{d\theta} \quad (3.16)$$

$$V_e = \frac{dV_e}{d\theta} \quad (3.17)$$

hacimleri ile ilgili türev alma işlemlerinin bilinmesi gerekmektedir (Çınar 2001).

### 3.3 Nodal Analiz

Theodor Finkelstein tarafından Stirling motorlarında uygulanmak üzere geliştirilen bir analiz çeşididir. Finkelstein tarafından hazırlanan bu analiz sistemi, kendi arasında alt bölümlere ayrılmış ve rejeneratörün beş, ısıtıcının üç, soğutucunun üç ve genişleme hacminin bir bölümden oluştuğu kabul edilmiştir. Bu analiz genişletilmiş bir şekilde izotermal analiz olarak kabul edilmiş ve daha da geliştirilerek ideal olmayan rejenerasyon, aerodinamik kaçaklar ve akış kayıplarına izin verilmiştir (Akhan 2007).

1967 yılında Finkelstein hazırladığı bu analizde hız ve yük değişimleri, sıcaklık dalgalanmaları, pistondan sızan çalışma maddesi kayıpları ve ilk hareketlenme üzerine çalışmıştır. Başka bir nodal analiz programı da Shock tarafından hazırlanmış olup, serbest pistonlu Stirling motorlarına uygulanmıştır. 1978 yılında Shock tarafından bu motor modeli 27 kısma ayrılmıştır. Bu modelde rejeneratör on bir, ısıtıcı altı, soğutucu

altı ve genişleme hacmi bir bölüme ayrılmıştır. Yirmi beşinci bölüm çalışma boşluğunu, yirmi altı ve yirmi yedinci bölüm ise motorda piston ve yer değiştirme pistonunun hareketini sağlayan gaz hareketlerinin oluşturduğu boşluklardır. Bu analizde kütle korunumu, momentum ve enerji denklemleri motor için yeniden düzenlenmiştir. Isı transferi ve aerodinamik sürtünmeler için bazı formüller kullanılmıştır. Bu formüller bir boyutlu hale getirilerek kolaylaştırılmıştır. Motorda sıcaklık, basınç ve akışkan kütlelerinin dağılımı için belirli zaman aralıklarında ve bazı şartlar altında çok kısa sürede eşzamanlı olarak çözüme kavuşturulmuştur (Akhan 2007).

### 3.4 Adyabatik Analiz

Finkelstein 1960 yılında, bu analiz yöntemini ilk defa kullanmıştır. Bu analiz yönteminde sıkıştırma ve genişleme işlemlerinin sabit sıcaklık durumunda sınırlı kalmayıp, iki tane sınır arasındaki bir bölgede olabileceğini belirtmiştir.

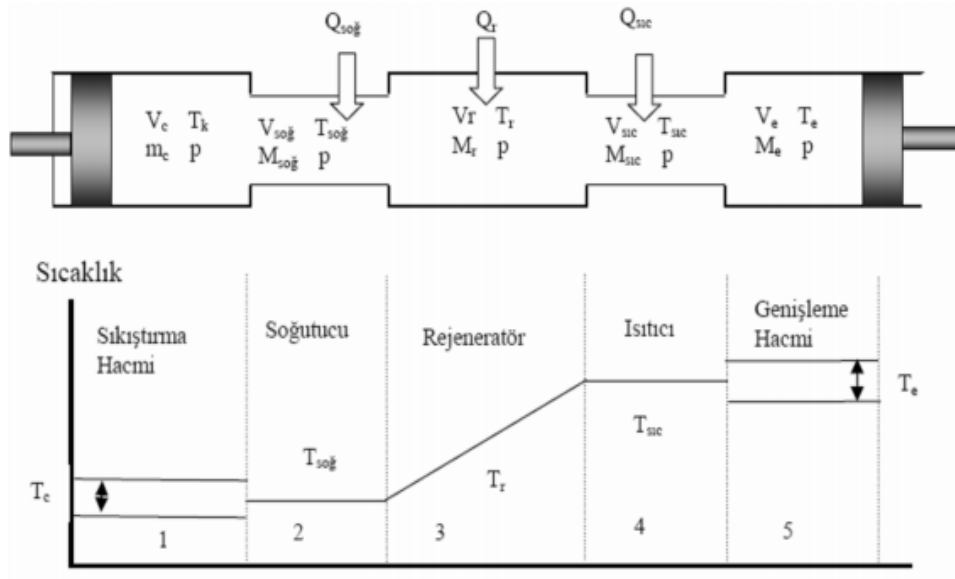
- Sabit sıcaklıktaki durum değişimi gerçekleştiğinde ( Silindir ve gaz yüzeyleri arasındaki ısı geçişleri sonsuzdur ),
- Adyabatik durum değişiminde ( Silindir yüzeyleri ve çalışma maddesi arasındaki ısı geçişleri sıfırdır ).

Bu analiz yöntemi sabit sıcaklık durumunda ısıtıcı ve soğutucu ile birlikte sonsuz ısı geçişi ve hal değişimi gerçekleştirmektedir. Akışkan ile ısı değiştiricisi sürekli olarak en üst seviye sıcaklıkta  $T_{\text{mak}}$  ya da en düşük sıcaklık seviyesinde  $T_{\text{min}}$ 'dir. Çalışma maddesinin silindir içerisinde hacim değişimi gerçekleşmesi ile sıcaklığı genişleme hacminin  $T_{\text{mak}}$  sıcaklığından çok az fazla ya da sıkıştırma hacminin  $T_{\text{min}}$  sıcaklığından biraz daha az olabilir. Finkelstein'in bu analiz yöntemi Schmidt analiz yöntemine göre daha çok ideal duruma yakınlaştırılmıştır.

Adyabatik çevrimdeki ısı verim izotermal çevrimde gerçekleştiği gibi sadece sıcaklık bağlı bir değer değil, aynı zamanda ölü hacmini , süpürme hacminin ve faz açısının bir oranıdır. Güç çıkışı ise adyabatik ve izotermal çevrimin tam olarak bir değeridir.

Bu analiz yönteminde izotermal analizde olduğu gibi genişleme bölgesi, sıkıştırma bölgesi, ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör olmak üzere beş bölge bulunmaktadır.

Her bölgenin kendi içerisinde anlık sıcaklık, kütle, hacim ve basınç değerlerine sahiptir ve her kısım kendi indisi ile temsil edilmektedir. Çalışma maddesindeki akış kayıplarından dolayı basınç düşüşünün olmadığı kabul edilmiştir. Sistem içerisindeki çalışma maddesi kütlelerinin sabit ve gaz kaçağının olmadığı kabul görülmüştür. Rejeneratördeki durum değişikliği adyabatiktir. Çalışma maddesi ve rejeneratörün bu analiz yönteminde sıcaklık dağılımı lineer bir profildedir. Şekil 3.3’de ideal adyabatik bir model gösterilmiştir.



Şekil 3.3 Adyabatik analiz modeli.

Adyabatik ve izotermal analizde, motor performansının değişmesinde önemli rol oynayan ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör gibi ısı değiştirici elemanların ideal bir çevrimde olduğu kabul edilmiştir. Bu nedenle bu yöntemde kullanılan elemanların tasarımının yapılmasında ortaya çıkan sonuçlar yeterli olmayacaktır (Laka 2011). Bu elemanlar gerçek durumlarda ideal duruma yakın olmamaktadır ve bu motor performansını etkilemektedir.

### 3.5 Termodinamik Model: Kinematik ve Termodinamik İlişkiler

#### 3.5.1 Rhombic Hareket Mekanizmalı Motorun Kinematik İlişkileri

Şekil 3.4’de rhombic hareket mekanizmalı Stirling motorunun şematik resmi

görülmektedir. Kinematik ilişkilerin tanımlanmasında dişli açıları referans alınmıştır. Buna göre rhombic biyel kollarının düşey eksen ile yaptığı açının belirlenebilmesi için,

$$R_r = \frac{lr}{2,666} \quad (3.18)$$

$$\beta_r = \arcsin\left(\frac{1}{2} - \frac{R_r}{lr} \sin \theta_r\right) \quad (3.19)$$

eşitlikleri kullanılabilir. Burada  $\theta_r$ ,  $\beta_r$ ,  $l_r$  ve  $R_r$  sırasıyla dişli açısını, rhombic biyel kollarının düşey ile yaptığı açığı, rhombic biyel kol uzunluğunu ve dönme yarıçapını ifade etmektedir. Dişlilerin merkezi referans noktası olarak kabul edilerek, yer değiştirme pistonu ve güç pistonu konumları şu şekilde tanımlanabilir,

$$y_{pt} = R_r \cos \theta_r + l_r \cos \beta_r + \lambda + h_p \quad (3.20)$$

$$y_{db} = R_r \cos \theta_r - l_r \cos \beta_r + y_{dr} \quad (3.21)$$

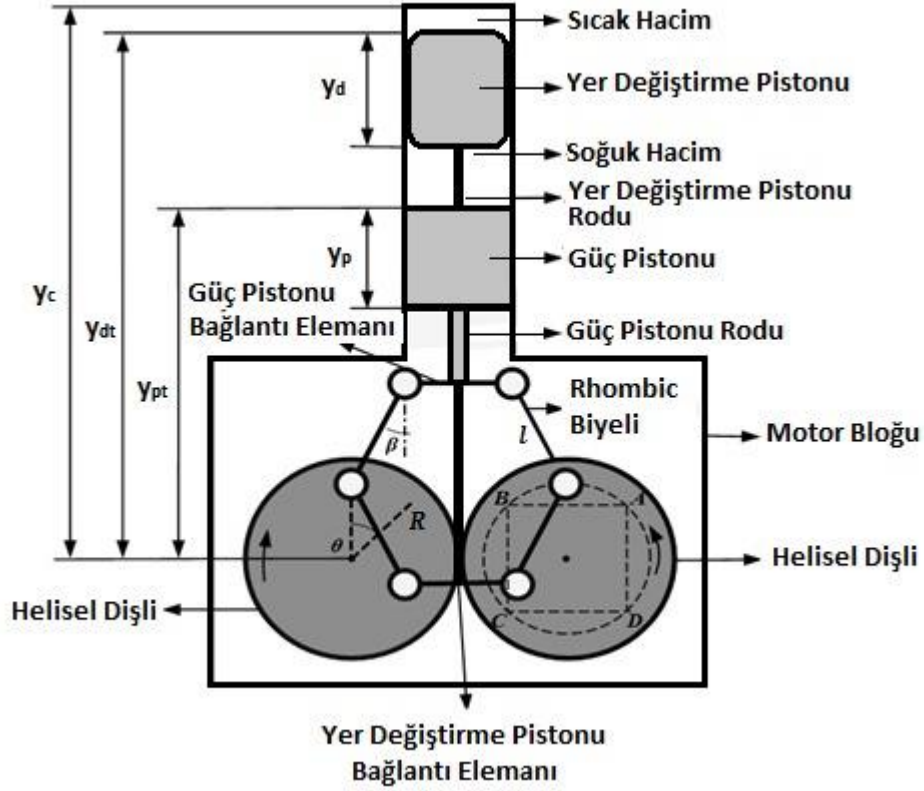
$$y_{dt} = R_r \cos \theta_r - l_r \cos \beta_r + y_{dr} + y_d \quad (3.22)$$

Burada  $y_{pt}$ ,  $y_{db}$  ve  $y_{dt}$  sırasıyla dişli merkezi ile güç pistonu tepe noktası, yer değiştirme pistonu alt noktası ve üst noktası arasında kalan mesafeleri tanımlamaktadır. Bu mesafeler kullanılarak motorun soğuk ve sıcak hacimleri sırasıyla,

$$V_{cr} = (A_c - A_r)(y_{db} - y_{pt}) \quad (3.23)$$

$$V_r = A_c(y_c - y_{dt}) \quad (3.24)$$

eşitlikleri ile hesaplanabilir.



Şekil 3.4 Rhombic hareket mekanizmalı beta-tipi motorun şematik görünümü.

### 3.5.2 Termodinamik İlişkiler

Termodinamik analizde motorun çalışma hacmi bir sıcak hacim, bir soğuk hacim ve yirmi adet rejeneratör hacim bölgesi olmak üzere toplam yirmi iki adet bölgeden oluşmaktadır. Tüm nodal hacimlerde akış kayıpları ihmal edilerek çalışma maddesinin basıncı sabit kabul edilmiş ve anlık çalışma maddesi basınçları;

$$p = \frac{m_t R g}{\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_h}{T_h} + \sum_{i=2}^{n-2} \frac{V_{R_i}}{T_{R_i}}} \quad (3.25)$$

ile belirlenmiştir (Aksoy ve Çınar 2013, Karabulut *et al.* 2009, Solmaz ve Karabulut 2014, Karabulut *et al.* 2006).

Açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunundan nodal hacimlerdeki zamana bağlı olarak sıcaklık değişimi;

$$\Delta T_i = \frac{h_i A_i (T_{w,i} - T_i) \Delta t - \Delta m_i c_v T_i + E_i - p \Delta V_i + \Delta T_i \Omega}{m_i c_v + \Omega} \quad (3.26)$$

eşitliği ile bulunmuştur. Eşitlik 3.26'da verilen  $\Omega$  keyfi sabittir. İdeal gaz denklemi yardımıyla anlık kütle değerleri ( $m_i$ ) hesaplanabilir. Eşitlik 3.27'deki  $E_i$  nodal hacme giren ya da nodal hacimden çıkan entalpi akışını ifade etmektedir ve

$$E_i = -c_p \frac{T_i + T_{i-1}}{2} (\Delta m_{i+1} + \Delta m_{i+2} + \dots + \Delta m_n) - c_p \frac{T_{i-1} + T_i}{2} (\Delta m_1 + \Delta m_2 + \dots + \Delta m_{i-1}) \quad (3.27)$$

eşitliği ile hesaplanabilir (Aksoy ve Çınar 2013, Karabulut *et al.* 2009, Solmaz ve Karabulut 2014, Karabulut *et al.* 2006, Özgören *et al.* 2012). Belirli bir zaman diliminde motora iletilen ve motordan dışarıya atılan ısılar,

$$\Delta Q_{in} = h A_1 (T_{wh} - T_h) \Delta t \quad (3.28)$$

$$\Delta Q_{out} = h A_2 (T_{wc} - T_c) \Delta t \quad (3.29)$$

eşitlikleri ile hesaplanabilir. Rejeneratördeki anlık ısı değişimi ise,

$$\Delta Q_{rej} = h \Delta t \sum_{i=2}^{21} (T_{wi} - T_i) \quad (3.30)$$

olarak tanımlanabilir.

### 3.6 Rhombic Hareket Mekanizmalı Motorun Termodinamik Analizi

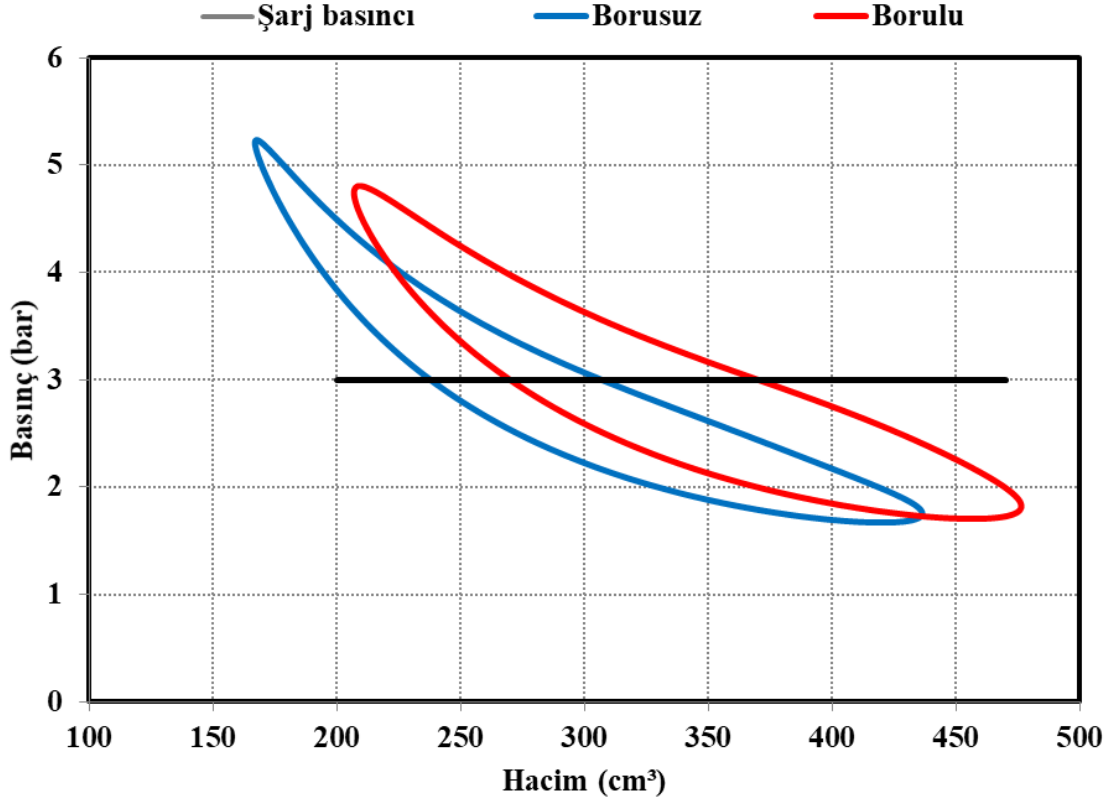
Motorun termodinamik analizinde kullanılan motor boyutları ve termodinamik özellikler Çizelge 3.1'de verilmiştir. Bu özellikler kullanılarak farklı şarj basınçları ve farklı ısı taşınım katsayıları için motor performansı belirlenmiştir.



**Çizelge 3.1** Farklı tip rhombic biyeline sahip motorların teknik özellikleri.

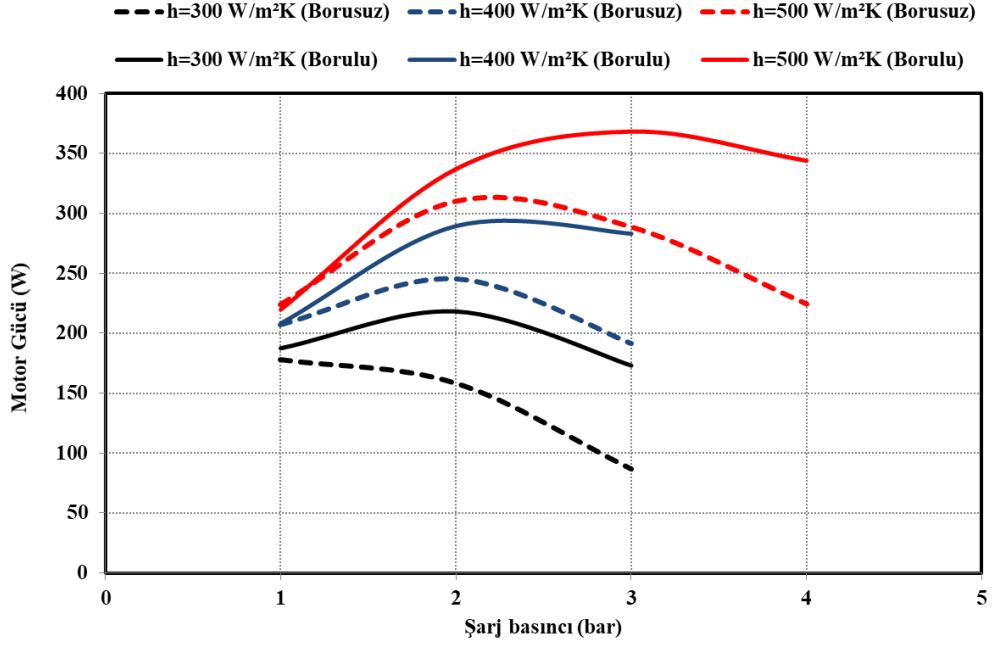
<i>Parametre</i>	<i>Özellik</i>	
<i>Çalışma maddesi</i>	<i>Hava</i>	
<i>Gaz sabiti (J/kgK)</i>	287	
<i>Soğuk uç sıcaklığı (K)</i>	300	
<i>Sıcak uç sıcaklığı (K)</i>	973	
<i>Silindir çapı (m)</i>	0,094	
<i>Motor hızı (dev/dk)</i>	1000	
<i>Yer değiştirme pistonu rod kesit alanı (cm<sup>2</sup>)</i>	2,5447	
<i>Rhombic biyel kolu uzunluğu (mm)</i>	44	
<i>Silindir uzunluğu (m)</i>	0,397	
<i>Güç piston rodu uzunluğu (m)</i>	0,08	
<i>Yer değiştirme pistonu rod uzunluğu (m)</i>	0,258	
<i>Yer değiştirme pistonu uzunluğu (m)</i>	0,155	
<i>Güç pistonu uzunluğu (m)</i>	0,09	
	<i>Borusuz yer değiştirme silindiri</i>	<i>Borulu yer değiştirme silindiri</i>
<i>Rejeneratör hacmi (cm<sup>3</sup>)</i>	60	100
<i>Rejeneratör alanı (cm<sup>2</sup>)</i>	700	1100

Şekil 3.5'de rhombic hareket mekanizmalı motorda borusuz ve borulu yer değiştirme silindiri kullanılarak elde edilen P-V diyagramları 500 W/m<sup>2</sup>K ısı taşınım katsayısı için 3 bar şarj basıncında verilmiştir. Rhombic hareket mekanizmalı motorun sıkıştırma oranları borusuz ve borulu yer değiştirme silindiri kullanımı ile sırası ile 2,61 ve 2,3 olarak belirlenmiştir. Motor güçleri ise borusuz ve borulu yer değiştirme silindiri için 288,4 W ve 368,29 W olarak elde edilmiştir. Motorda borulu yer değiştirme silindiri kullanımı ile ısı transfer yüzey alanı ve rejeneratör hacmi artmıştır. Buna bağlı olarak motor gücünde %27,7 artış elde edilmiştir.



Şekil 3.5 2 bar şarj basıncında farklı ısı taşınım katsayıları için P-V diyagramı.

Şekil 3.6'da rhombic hareket mekanizmalı motorda borusuz ve borulu yer değiştirme silindiri için şarj basıncına bağlı olarak motor güçlerinin değişimleri farklı ısı taşınım katsayıları için verilmiştir. Borusuz ve borulu yer değiştirme silindiri kullanımı ile maksimum motor gücü  $500 \text{ W/m}^2\text{K}$  ısı taşınım katsayısında elde edilmiştir. Borusuz yer değiştirme silindiri için maksimum motor gücü 2 bar şarj basıncında 309,87 W olarak elde edilirken, borulu yer değiştirme silindiri için 3 bar şarj basıncında 368,29 W olarak elde edilmiştir. Isı transfer yüzey alanının artması ile motor performansı ve maksimum motor gücünün elde edildiği şarj basıncı artmaktadır. Ancak şarj basıncının artırılması ile çalışma maddesinin kütlesi artmakta ve ısıtma performansı azalmaktadır. Yetersiz ısıtma performansı motor gücünün azalmasına sebep olmaktadır.



Şekil 3.6 Şarj basıncına bağlı olarak farklı ısı taşınım katsayıları için motor güçlerinin değişimi.

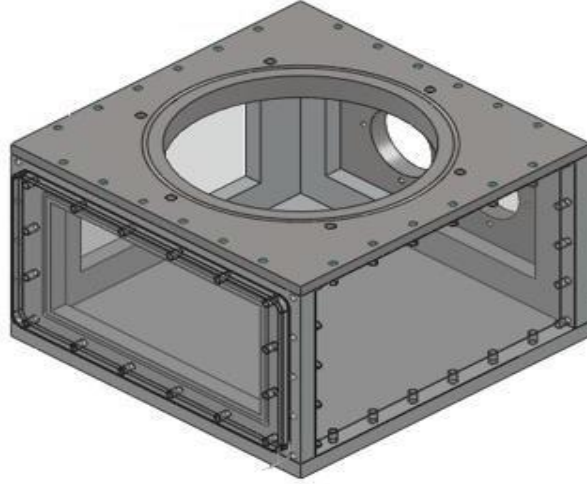
## 4. MATERYAL ve METOT

### 4.1 Stirling Motorunun Temel parçaları

Rhombic hareket mekanizmalı beta tipi Stirling motoru motor bloğu, motor bloğu kapakları, güç silindiri ve güç pistonu, yer değiştirme pistonu ve silindiri, iki adet helisel dişli, ana yataklar, rhombic biyel kolları, yer değiştirme pistonu rodu, su ceketı ve bağlantı elemanlarından oluşmaktadır.

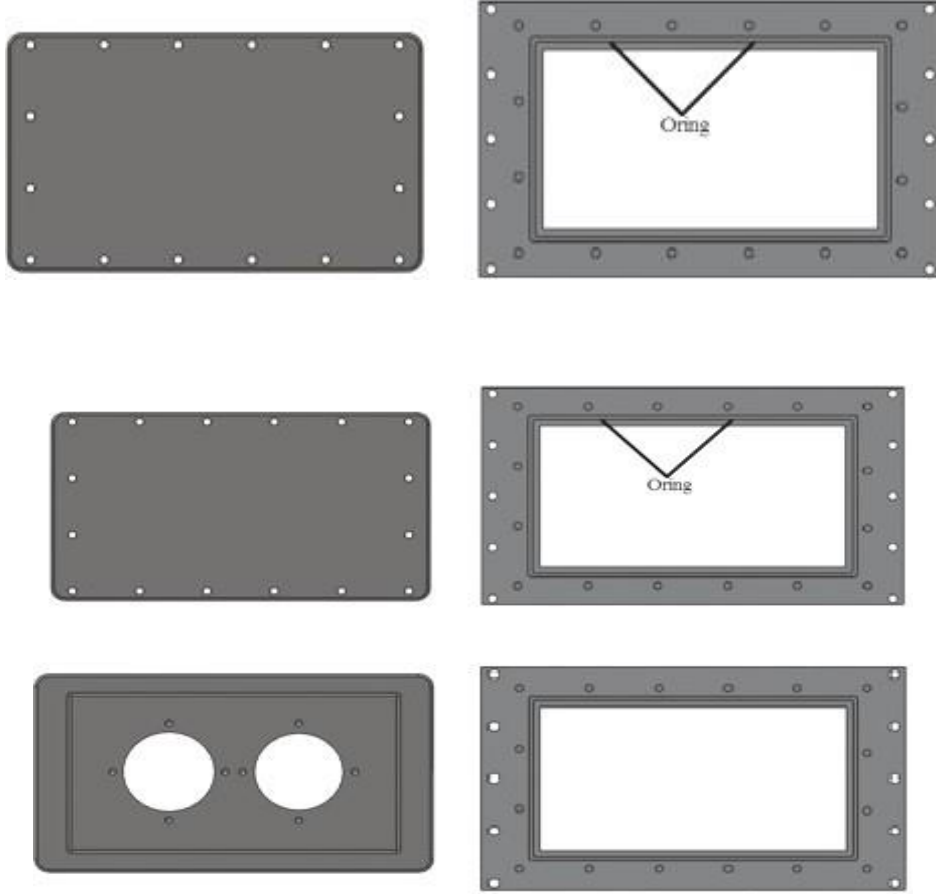
#### 4.1.1 Stirling Motoru Bloğu ve kapakları

Stirling motorunun motor bloğu Şekil 4.1’de görülmektedir. Motor bloğu, 6000 serisi alüminyum malzemedен çok parçalı elemanların gömme başlı cıvatalar yardımıyla bağlanarak imal edilmiştir. Parçaların birleşme noktalarına sızdırmazlığı sağlamak amacı ile O-ring kanalları açılmıştır (Erdem 2019).



Şekil 4.1 Motor bloğu (Erdem 2019).

Motor bloğu kapakları 6000 serisi alüminyum alaşımından imal edilmiş ve motor bloğu bağlantı noktalarına sızdırmazlığı sağlamak amacı ile O-ring kanalları açılmıştır. Şekil 4.2 ‘de motor bloğu kapakları görülmektedir (Erdem 2019).



Şekil 4.2 Motor bloğu kapakları (Erdem 2019).

#### 4.1.2 Yer Değiştirme Pistonu

Yer değiştirme pistonu alt ve üst olmak üzere iki parça olarak imal edilmiştir. Resim 4.1'de yer değiştirme pistonu görülmektedir. Üst ve alt parça 303 paslanmaz çelik malzemeden imal edilmiştir. Yer değiştirme silindiri üst parçasının tepe bölümü çalışma maddesinin akış kayıplarını azaltmak amacı ile bombeli olarak imal edilmiştir. Üst ve alt parça birbirlerine kaynakla birleştirilmiştir (Erdem 2019).



**Resim 4.1** Yer değiştirme pistonu (Erdem 2019).

#### **4.1.5 Borusuz yer değiştirme silindiri**

Yer değiştirme silindiri 303 paslanmaz elik malzemeden hassas bir şekilde imal edilmiştir. Yer değiştirme silindiri içerisine ısı transfer yüzey alanını artırmak amacı ile 1 mm derinliğinde ve 1 mm genişliğinde 140 adet kanal açılmıştır. Resim 4.1’de yer değiştirme (displacer) silindiri görülmektedir (Erdem 2019).



**Resim 4.2** Borusuz yer değiştirme silindiri (Erdem 2019).

#### 4.1.5 Borulu yer değiştirme silindiri

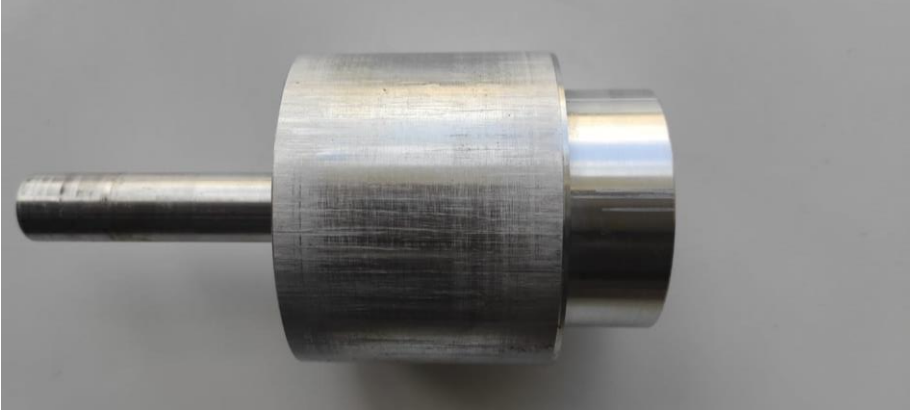
Resim 4.3’de borulu yer değiştirme silindiri görülmektedir. Borusuz yer değiştirme silindiri tepe noktasına 54 adet 6 mm çapında delikler açılmıştır. 6 mm dış çapında, 1 mm et kalınlığında ve 12 cm uzunluğundaki dikişsiz paslanmaz elik borular kesilmiş, U şeklinde bükülerek yer değiştirme silindiri üst noktasına kaynak ile birleştirilmiştir.



**Resim 4.3** Borulu yer değiştirme silindiri.

#### 4.1.5.1 G pistonu

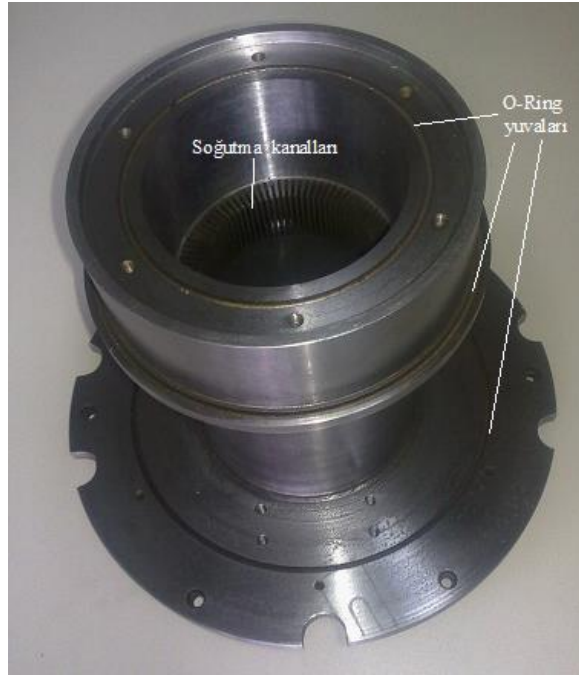
Güç pistonu 6000 serisi alüminyum alaşımından imal edilmiştir. G silindiri ve pistonu 0,07 mm çalışma boşluğu bırakılarak birbirine alıştırılmıştır. Yer değiştirme silindiri rodu g pistonunun ortasından geçmekte ve yataklandırılmaktadır. G pistonu ve yer değiştirme pistonu rodu birbirine 0,03 mm boşlukta alıştırılmıştır. Resim 4.2’de g pistonu görülmektedir (Erdem 2019).



**Resim 4.4** Güç pistonu (Erdem 2019).

#### 4.1.6 Güç Silindiri

Güç silindiri 8360 sementasyon çeliğinden imal edilmiştir. Güç silindiri içerisine soğutma performansını artırmak için tel erozyon yardımı ile soğutma kanalları açılmıştır. Silindirin iç yüzeyleri ve motor bloğu bağlantı noktalarına taşlama işlemi uygulanmıştır. Güç silindirinin motor bloğu bağlantı yüzeylerine sızdırmazlık sağlamak amacı ile O-ring kanalları açılmıştır. Resim 4.3'te güç pistonu silindiri verilmiştir (Erdem 2019).

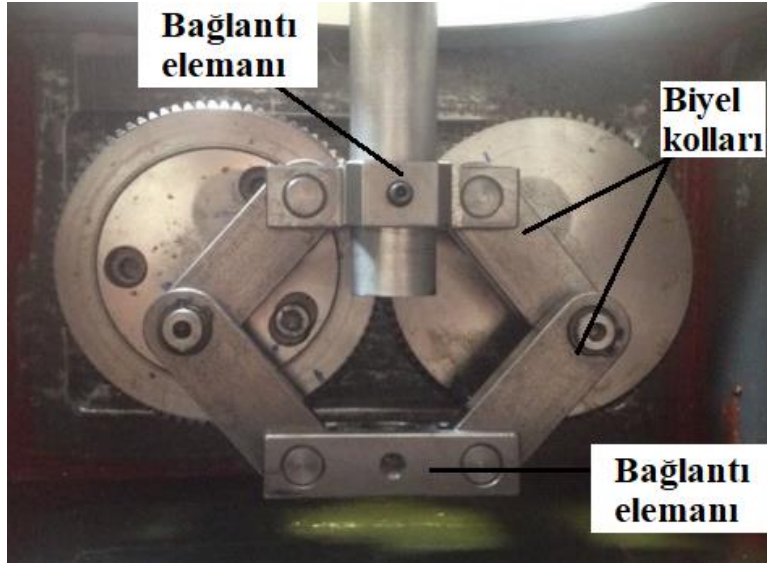


**Resim 4.5** Güç silindiri (Erdem 2019).



#### 4.1.7 Biyel Kolları ve Bağlantı Elemanları

Rhombic hareket mekanizması biyel kolları ve bağlantı elemanları Ç1040 malzemeden imal edilmiştir. Biyel kolları sürtünme kayıplarını azaltmak amacı ile bronz yataklar kullanılarak dişli muylusuna yataklandırılmıştır. Resim 4.6'da rhombic hareket iletim mekanizması biyel kolları ve ara bağlantı elemanları görülmektedir (Erdem 2019).



**Resim 4.6** Biyel kolları ve bağlantı elemanları (Erdem 2019).

#### 4.1.8 Yer Değiştirme Pistonu Rodu

Yer değiştirme pistonu civa çeliğinden imal edilmiştir. Yer değiştirme pistonu rodu üzerine diş açılmış ve yer değiştirme pistonuna vidalanarak bağlanmıştır. Güç pistonun ortasındaki delik ile rod 0,03 mm boşluk sağlayacak şekilde rayba çekilerek alıştırmıştır. Resim 4.7'de yer değiştirme pistonu rodu verilmiştir (Erdem 2019).



**Resim 4.7** Yer değiştirme pistonu rodu (Erdem 2019).

#### 4.1.9 Su ceketi

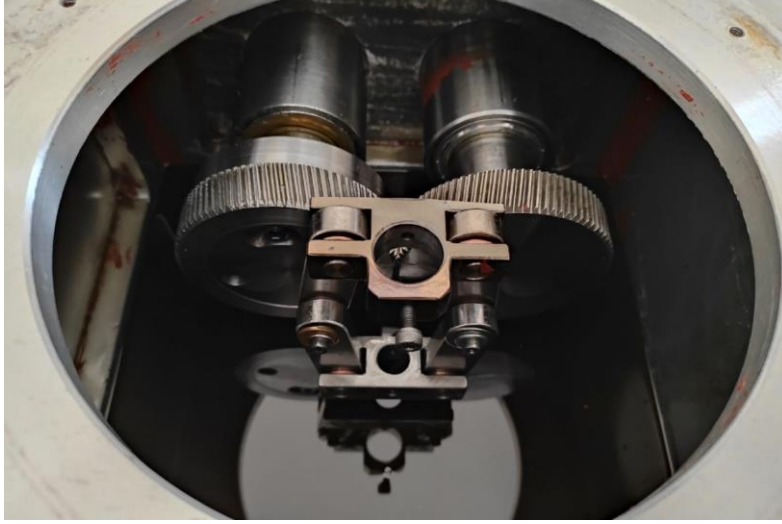
Su ceketi 600 serisi alüminyum malzemeden imal edilmiş ve motor bloğu oturma yüzeylerine O-ring kanalı açılmıştır. Resim 4.8’de üretimi yapılan soğutucu verilmiştir (Erdem 2019).



**Resim 4.8** Su ceketi (Erdem 2019).

#### 4.1.10 Rhombic Mekanizma Dişlileri ve Yataklar

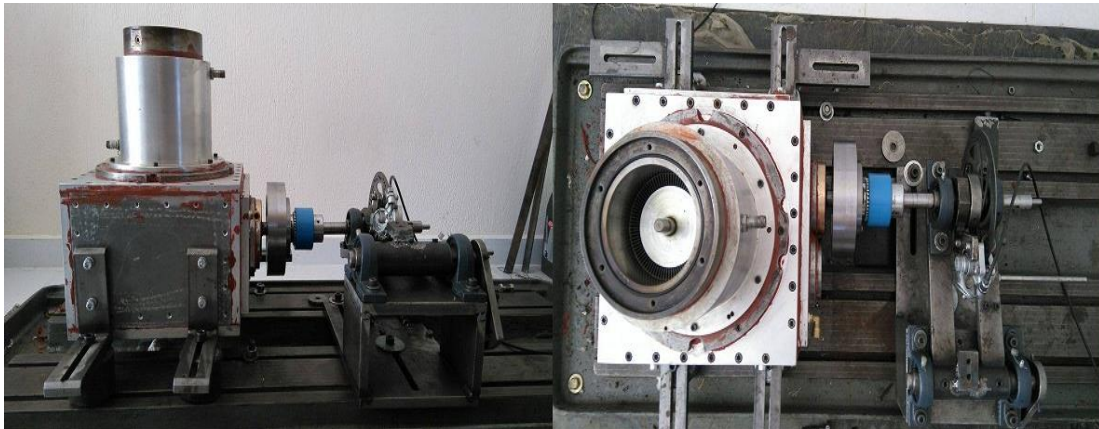
Helisel dişlilerinin motor bloğuna bağlantısı sağlayan yataklar Ç1040 malzemeden imal edilmiştir. Helisel dişliler motor bloğuna rulmanlar kullanılarak bağlanmıştır. Rhombic hareket mekanizmalı motorda helisel dişliler 8360 sementasyon çeliğinden imal edilmiştir. Dişlilere sertleştirme işlemi uygulandıktan sonra ana ve kol muyluları hassas bir şekilde taşlanmıştır. Resim 4.9’ da Rhombic hareket mekanizmasında kullanılan helisel dişliler ve yataklar görülmektedir (Erdem 2019).



**Resim 4.9** Rhombic mekanizma dişliler ve yataklar (Erdem 2019).

#### **4.2 Stirling Motoru Test Düzenegi**

Test düzenegi Stirling motoru, prony tip dinamometre, LPG yakıtlı ısıtıcı, encoder, dijital basınç göstergesi, yük hücresi ve infrared termometreden oluşmaktadır. Motor momenti ölçümünde prony tip bir dinamometre kullanılmıştır. Dinamometre üzerinde frenleme diski bulunan bir mil, fren diskini sıkıştırarak yüklemeyi sağlayan bir hidrolik frenleme tertibatı, yük hücresi ve moment kolundan oluşmaktadır. Resim 4.10'da deney düzenegi ve prony tip dinamometre görülmektedir (Erdem 2019).



**Resim 4.10** Stirling motorunun deney düzenegi ve prony tip dinamometre (Erdem 2019).

Motor momenti ve motor devri verilerinin bilgisayara aktarılmasında bir veri kayıt yazılımı kullanılmıştır. Motor devrinin ölçülmesinde 0-360 C° aralığından 5000 palslik LİKA marka enkoder kullanılmıştır. Motor momenti ESİT marka ve BB20 model -20 kg arasında ölçüm yapabilen bir yük hücresi kullanılarak ölçülmüştür. Deneylede kullanılan enkoder ve yük hücresi sırasıyla Resim 4.11 ve Resim 4.12’de görölmektedir (Erdem 2019).



**Resim 4.11** Enkoder (Erdem 2019).



**Resim 4.12** Yük hücresi (Load-cell) (Erdem 2019).

Motorun sıcaklık ölçümünde TFA ST-490 marka  $\pm\%2$  hassasiyetli 60-1000 °C arasında ölçüm yapabilen bir infrared termometre kullanılmıştır (Erdem 2019).

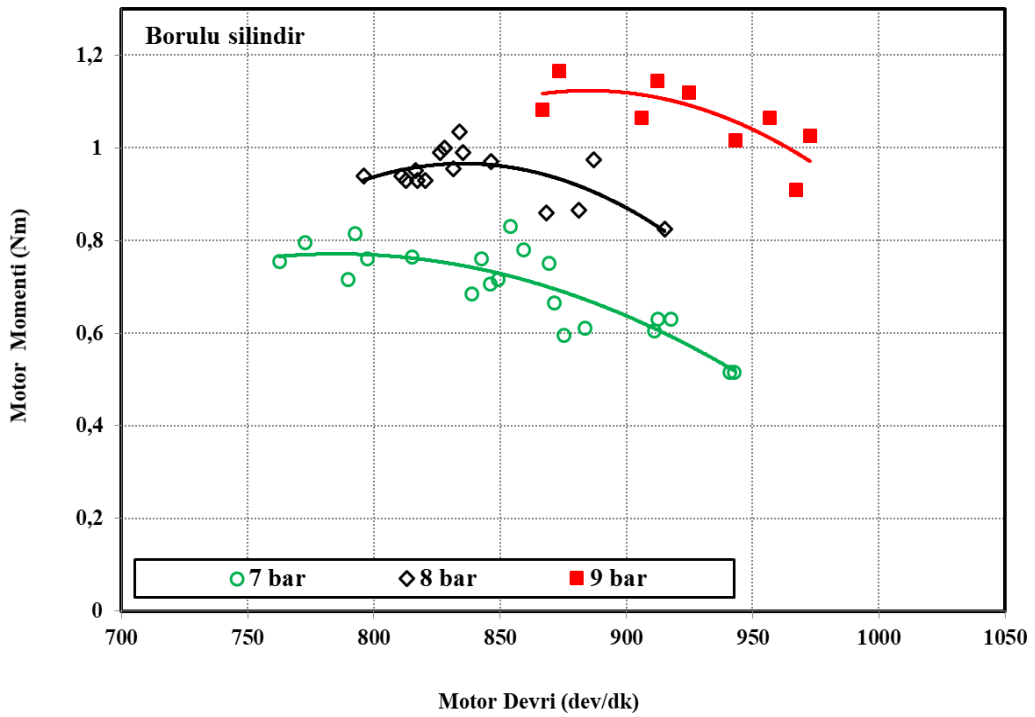
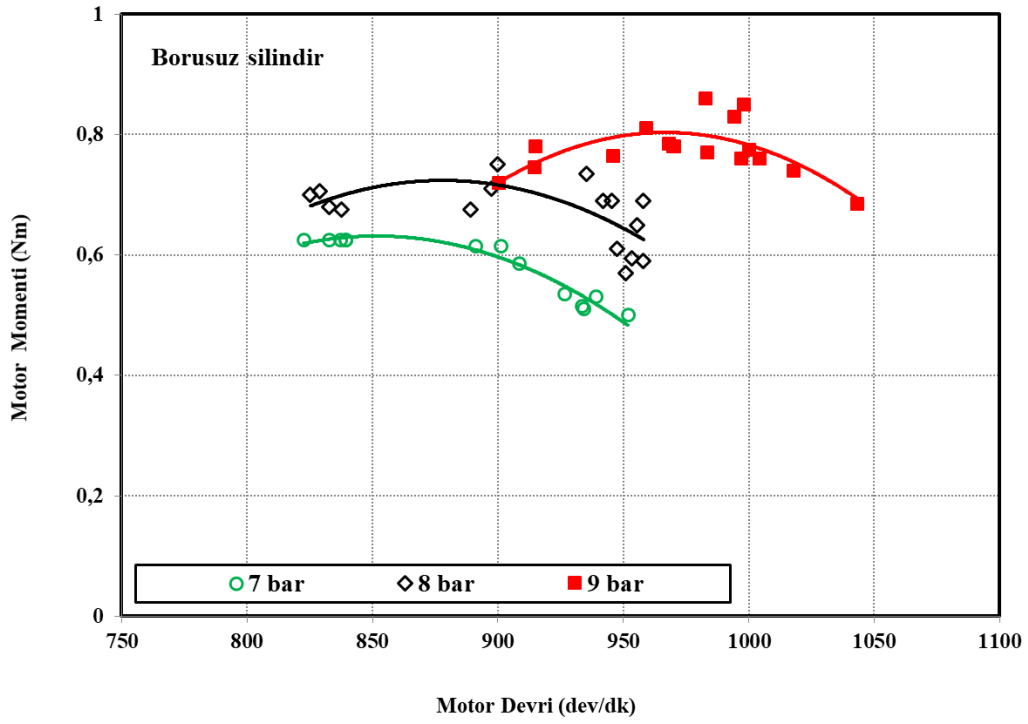


**Resim 4.13** İnfared termometre (Erdem 2019).

## 5. DENEY SONUÇLARI

Motor çalışma maddesi helyum ile 973 K sıcak uç ve 300 K soğuk uç koşullarında test edilmiştir. Deneylede ısı enerjisi LPG yakıtlı ısıtıcı ile sağlanmıştır. Motor bloğuna şarj basıncı 7, 8 ve 9 bar olarak uygulanmış ve motor kararlı çalışmaya başladıktan sonra deney sonuçları alınmıştır.

Farklı şarj basınçları için motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimleri Şekil 5.1'de verilmiştir. Maksimum motor momenti borusuz yer değiştirme silindiri için 9 bar şarj basıncında 982 dev/dk motor devrinde 0,86 Nm, borulu yer değiştirme silindiri için aynı şarj basıncında 873 dev/dk motor devrinde 1,165 Nm olarak elde edilmiştir. Borulu tip yer değiştirme silindiri kullanımı ile 7, 8 ve 9 bar şarj basınçlarında maksimum motor momentlerinde sırası ile %32,8, %38 ve %35,46 artış belirlenmiştir. Motor devrinin artması ile motor momenti değerleri belirli bir motor devrine bağlı olarak artmakta ve daha sonra azalmaktadır. Motor devrinin artmasına bağlı olarak motor momentindeki azalmaya mekanik ve viskoz sürtünmelerin artması, ısıtıcıdan çalışma akışkanına olan ısı transferinin azalması ve çalışma akışkanının yükselen motor devrine göre sıcak ve soğuk bölgeler arasındaki yer değiştirme oranının azalmasına bağlıdır (Karabulut *et al.* 2016). Kwankaomeng, S., ve arkadaşları (2011) tarafından yapılan çalışmada 110 cm<sup>3</sup> süpürme hacmine sahip rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunu çalışma maddesi olarak hava kullanarak LPG (sıvı petrol gazı) yakıtlı bir ısıtıcı ile test etmişlerdir. Maksimum motor momentini 460 °C ısıtıcı sıcaklığında ve 280 dev/dk motor devrinde 0,245 Nm olarak elde etmişlerdir (Kwankaomeng *et al.* 2011). Çınar C ve arkadaşları (2013) tarafından yapılan çalışmada, rhombic hareket mekanizmasına sahip bir beta tipi Stirling motorunu LPG yakıtlı ısıtıcı ile çalışma maddesi olarak hava ve helyum kullanarak test etmişlerdir. Çalışma maddesi helyum kullanılarak yapılan deneylerde 450 °C sıcak uç sıcaklığı ve 2 bar şarj basıncında maksimum motor momenti 410 dev/min motor devrinde 1,98 Nm olarak elde edilmiştir (Çınar *et al.* 2013). Karabulut H. ve arkadaşları (2016) tarafından yapılan çalışmada, beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motoru çalışma maddesi olarak hava kullanılarak 773±5 K sıcak uç sıcaklığında test edilmiştir. Deneylede maksimum motor momenti 3 bar şarj basıncı ve 262 dev/dk motor devrinde 4,69 Nm olarak elde edilmiştir (Karabulut *et al.* 2016).

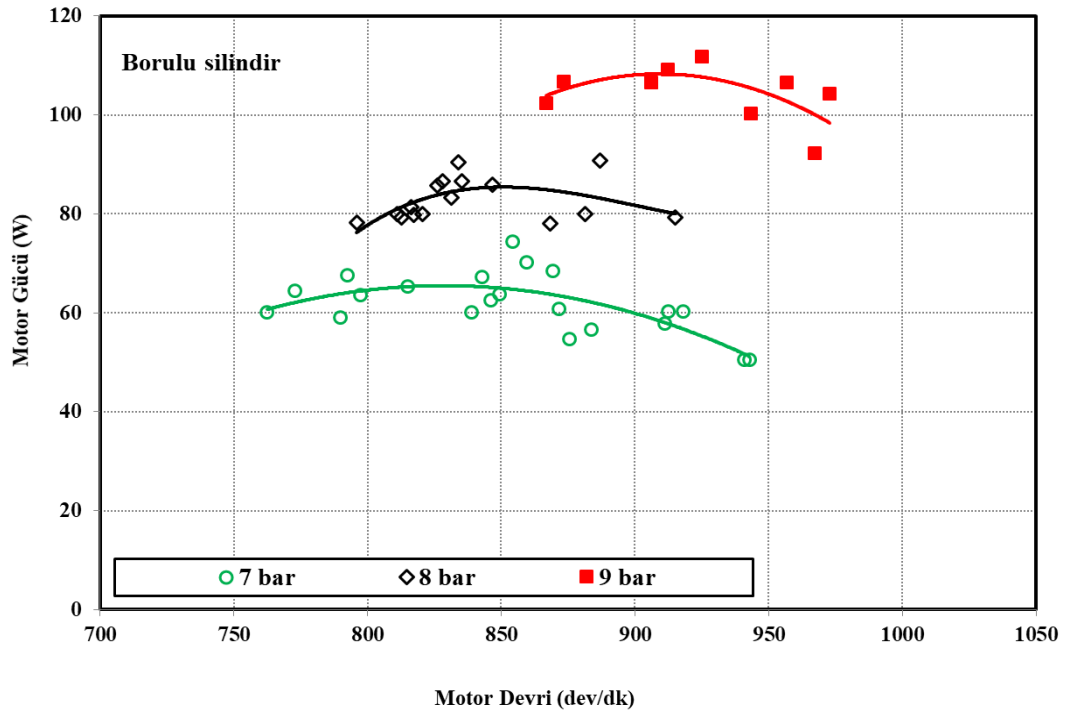
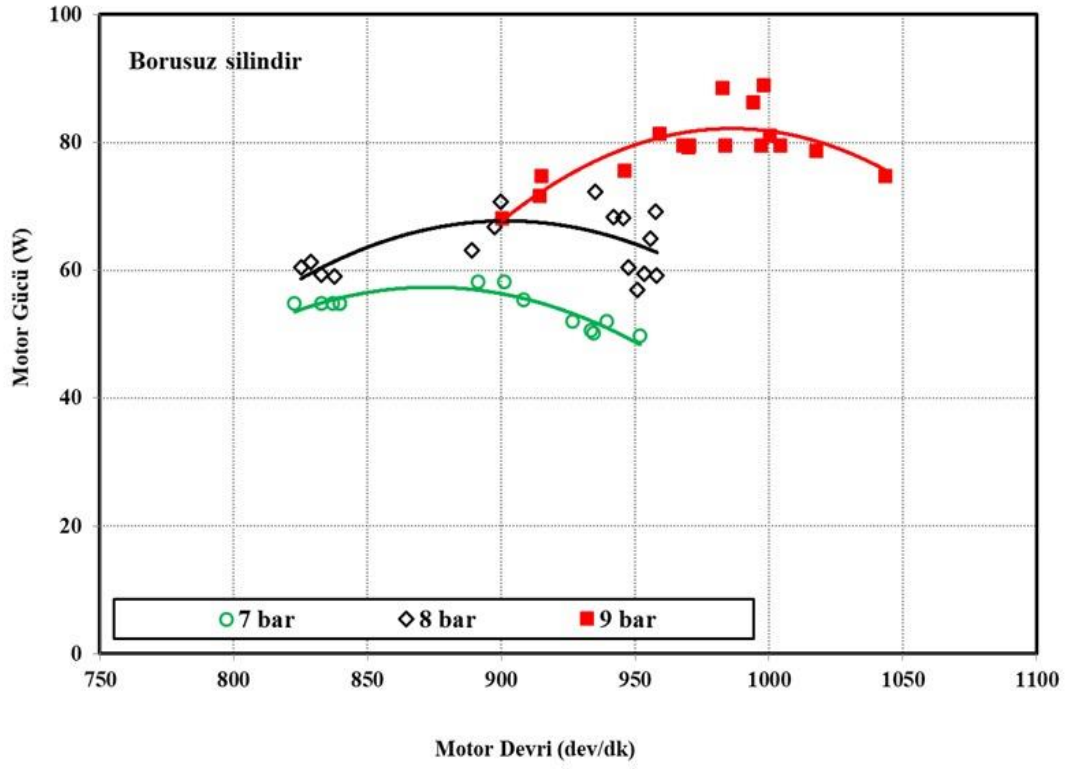


Şekil 5.1 Motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimleri.



Farklı şarj basınçları için motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimleri Şekil 5.2’de verilmiştir. Maksimum motor gücü borusuz yer değiştirme silindiri için 9 bar şarj basıncında 998 dev/dk motor devrinde 88,92 W, borulu yer değiştirme silindiri için aynı şarj basıncında 925 dev/dk motor devrinde 111,83 W olarak elde edilmiştir. Borulu tip yer değiştirme silindiri kullanımı ile 7, 8 ve 9 bar şarj basınçlarında maksimum motor güçlerinde sırası ile %27,9, %25,65 ve %25,77 artış belirlenmiştir. Motor gücü, motor momenti ve motor devrinin bir fonksiyonudur. Motor gücü belirli bir motor devrine kadar artmakta daha sonra azalmaktadır. Motor gücündeki bu azalmaya motor devrinin artmasına bağlı olarak çalışma maddesine aktarılan ısı transferinin yetersiz kalması sebep olmaktadır. Karabulut H. ve arkadaşları (2010) tarafından yapılan çalışmada manivela hareket mekanizmalı bir Stirling motorunun performans testleri LPG yakıtlı ısıtıcı ile 180 ° C, 220 ° C ve 260 ° C sıcak uç sıcaklıklarında çalışma maddesi olarak helyum kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Maksimum motor gücü 4 bar şarj basıncı ve 260 ° C sıcak uç sıcaklığında 183 W olarak elde edilmiştir (Karabulut et al. 2010). Duan, C. ve arkadaşları (2015) tarafından yapılan çalışmada, rhombic hareket mekanizmalı motoru çalışma maddesi olarak hava kullanarak 600 ° C sıcaklıkta test etmişlerdir. Maksimum motor gücünü 15 bar şarj basıncında ve 250 dev/dk motor devrinde 289 W olarak elde etmişlerdir (Duan *et al.* 2015). Aksoy, F. ve arkadaşları (2017) tarafından yapılan çalışmada rhombic hareket mekanizmalı beta tipi Stirling motorunu 600 ° C ve 800 ° C ısıtıcı sıcaklığında test etmişlerdir. Maksimum motor gücünü 800 ° C ısıtıcı sıcaklığı, 4 bar şarj basıncı ve 722 dev/dk motor devrinde 1215 W olarak elde etmişlerdir (Aksoy *et al.* 2017). Erol, D. ve arkadaşları (2021) tarafından yapılan çalışmada 365 cm<sup>3</sup> süpürme hacmine sahip beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunu çalışma maddesi olarak helyum, nitrojen, hava, karbondioksit ve argon gazları kullanarak farklı şarj basınçları için test etmişlerdir. Deneysel çalışmayı paslanmaz çelik ve titanyum malzemelerden imal edilen iki farklı yer değiştirme pistonu için 1000 K sıcak uç sıcaklığında gerçekleştirmişlerdir. Maksimum motor gücünü paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu ile çalışma maddesi olarak helyum kullanarak 550 dev/dk motor devrinde 215,48 W olarak elde etmiştir (Erol and Doğan 2021).





Şekil 5.2 Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimleri.

## 6. SONUÇLAR ve TARTIŞMA

Tüketimi hızlı bir şekilde artan ve insanoğlunun ihtiyaç duyduğu kaynakların başında enerji gelmektedir. Enerji ihtiyacı günümüzde nüfus, sanayileşme, kentleşme v.b. durumların artması sonucunda hızlı bir şekilde artmaktadır. Bu enerji kaynaklarının bilinçsiz tüketimi sonucunda ise çevreye zarar veren etmenler ortaya çıkmıştır. Dünya üzerinde araç ve bu enerji kaynaklarını kullanan makinaların sayısındaki artış nedeniyle bu kaynaklarda hızlı bir şekilde azalmalar gerçekleşmektedir. Petrol türevli enerji kaynaklarının yanması sonucunda ortaya çıkan emisyon gazları çevreye büyük oranda zarar vermektedir. Petrol rezervlerinin azalması ve çevreye olumsuz etkileri nedeniyle alternatif enerji kaynakları ile ilgili çalışmalar artmıştır. Bu yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanarak çalışan motorlardan bir tanesi de Stirling motorlarıdır.

Stirling Stirling motorları çok çeşitli enerji kaynakları kullanılarak çalışabilen bir dıştan yanmalı ısı makinesi olarak bilinmektedir. Stirling motorlarının farklı enerji kaynakları ile çalışabilmesi, parça sayısının az olması nedeniyle bakım ve yağlama maliyetlerinin düşük olması, gürültü ve emisyon miktarlarının az olması, farklı boyut ve güç oranlarında üretiminin yapılabilmesi önemli avantajlarını oluşturmaktadır.

Bu çalışmada, beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunun ısı transfer yüzey alanını artırmak için yer değiştirme silindirine paslanmaz çelik 304 malzemeden dikişsiz çelik borular ilave edilmiştir. 6 mm dış çapında, 1 mm et kalınlığında ve 12 cm uzunluğunda borular U şeklinde bükülerek yer değiştirme silindiri üzerine kaynakla birleştirilmiştir. Yer değiştirme silindiri üzerine boru ilavesi ile ısı transfer yüzey alanı yaklaşık %50 oranında artırılmıştır.

Yer değiştirme silindiri üzerine ilave edilen bu boruların motor performansına katkısını belirlemek amacıyla nodal analiz metodu kullanılarak termodinamik analiz yapılmıştır. Motorun sıcak ve soğuk kaynak hacimleri birer nodal hacimken, rejeneratör hacmi 20 eşit parçaya ayrılmıştır. Termodinamiğin birinci kanunu kullanılarak ve çalışma maddesinde akış kayıpları ihmal edilerek bütün hacimlerde çalışma maddesinin basıncı eşit olarak kabul edilmiştir.

Termodinamik analiz sıcak uç sıcaklığı 973 K ve soğuk uç sıcaklığı 300 K olarak çalışma maddesi helyum kullanılarak 1000 dev/dk motor devrinde 300 W/m<sup>2</sup>K, 400 W/m<sup>2</sup>K ve 500 W/m<sup>2</sup>K farklı ısı taşınım katsayıları için gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerde rhombic hareket mekanizmalı motorun sıkıştırma oranları borusuz ve borulu yer değiştirme silindiri kullanımı ile sırası ile 2,61 ve 2,3 olarak belirlenmiştir. Borusuz ve borulu yer değiştirme silindiri kullanımı ile maksimum motor gücü 500 W/m<sup>2</sup>K ısı taşınım katsayısında elde edilmiştir. Borusuz yer değiştirme silindiri için maksimum motor gücü 2 bar şarj basıncında 309,87 W olarak elde edilirken, borulu yer değiştirme silindiri için 3 bar şarj basıncında 368,29 W olarak elde edilmiştir. Isı transfer yüzey alanının artması ile motor performansı ve maksimum motor gücünün elde edildiği şarj basıncı artmaktadır. Ancak şarj basıncının artırılması ile çalışma maddesinin kütlesi artmakta ve ısıtma performansı azalmaktadır. Yetersiz ısıtma performansı motor gücünün azalmasına sebep olmaktadır.

Deneyle, çalışma maddesi helyum ile 973 K sıcak uç ve 300 K soğuk uç koşullarında LPG yakıtlı ısıtıcı kullanılarak yapılmıştır. Motor bloğuna şarj basıncı 7, 8 ve 9 bar olarak uygulanmıştır. Maksimum motor momenti borusuz yer değiştirme silindiri için 9 bar şarj basıncında 982 dev/dk motor devrinde 0,86 Nm, borulu yer değiştirme silindiri için aynı şarj basıncında 873 dev/dk motor devrinde 1,165 Nm olarak elde edilmiştir. Borulu tip yer değiştirme silindiri kullanımı ile 7, 8 ve 9 bar şarj basınçlarında maksimum motor momentlerinde sırası ile %32,8, %38 ve %35,46 artış belirlenmiştir. Maksimum motor gücü borusuz yer değiştirme silindiri için 9 bar şarj basıncında 998 dev/dk motor devrinde 88,92 W, borulu yer değiştirme silindiri için aynı şarj basıncında 925 dev/dk motor devrinde 111,83 W olarak elde edilmiştir. Borulu tip yer değiştirme silindiri kullanımı ile 7, 8 ve 9 bar şarj basınçlarında maksimum motor güçlerinde sırası ile %27,9, %25,65 ve %25,77 artış belirlenmiştir.

Beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunda yer değiştirme silindiri sıcak ucuna boru ilavesi ile ısı transfer yüzey alanının %50 oranında artırılmasıyla motor performansında belirgin artışlar elde edilmiştir. Motor performansı, sıcak ve soğuk hacimler arasında çalışma maddesinin transferinin borular ile gerçekleştirmesi ve rejeneratör kullanımı ile artırılabilir.

## 7. KAYNAKLAR

- Alahmad A, 2018, Güneş Takip Sistemi ve Stirling Motor Kullanarak Elektrik Üretimi, Yüksek Lisans Tezi, Kilis 7 Aralık Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 87s, Kilis.
- Akhan H, 2007, Güneş Enerjili Bir Sıcak Hava Motoru Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Trakya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 190s, Edirne.
- Aksoy F, 2011, Bir Stirling Motoruna Güneş Enerjisi Uygulanması, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 206s, Ankara.
- Aksoy F, Karabulut H, Çınar C, Özgören Y Ö, Arslan M, Solmaz H, 2016, Rejeneratörlü ve Rhombic Hareket Mekanizmalı Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve Performans Analizi, Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu, 31, doi: 10.17341, Proje No:113M192.
- Aksoy F, Solmaz H, Çınar C, & Karabulut H, (2017), 1.2 kW beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism, International Journal of Energy Research, 41, doi: 10.1002/er.3714.
- Akyel E, 2015, Rhombic Hareket Mekanizmalı Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve Performans Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 90s, Afyonkarahisar.
- Ala S, 1996, Rejeneratörlü Stirling Makinaları ve Gözenekli Metal Ortamdan Oluşan Rejeneratörlerin Karakteristiklerinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen bilimleri Enstitüsü, 113s, Ankara.
- Aracı F, 2013, Yenilenebilir Enerji Kaynakları ve Termal Enerji Kaynaklarından Yararlanma, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 161s, İstanbul.
- Arslan M, 2016, Rejeneratörlü Beta Tipi Rhombic Hareket Mekanizmalı Bir Stirling Motorunun Performans Testleri, Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 94s, Afyonkarahisar.
- Azanpa M, 2020, Stirling Motoru Hacim Optimizasyonu ve Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen bilimleri Enstitüsü, 79s, İstanbul.

- Benvenuto G, and Filippo D M, 1992, An Adiabatic Approach for the Design and the Response-to-load Evaluation of Free Piston Stirling Engines, 27th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Proceedings, doi: 10.4271/929066, San Diego.
- Binbir A, 2017, Değişken Faz Açılı Alfa Tipi Bir Stirling Motorunun İmalatı ve Testleri, Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 31s Afyonkarahisar.
- Cengiz M S, 2016, Stirling Motorlu Güneş Takip Sisteminin Tasarımı ve Fotovoltaik Panel Sistemiyle Verim Yönünden Karşılaştırılması, Doktora Tezi, İnönü Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 128s, Malatya.
- Çınar C, 2001, Gama tipi bir Stirling motorunun tasarımı imali ve performans analizi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 177s, Ankara
- Çınar C, Karabulut H, 2005, Manufacturing and testing of a gamma type Stirling engine, Renewable Energy, 30, 57-66.
- Çınar C, Aksoy F, Okur M, 2013, Design, manufacturing and performance tests of a Stirling engine with rhombic drive mechanism, Journal of the faculty of engineering and architecture of Gazi University, 28, 795–801.
- Demiralp M, 1994, Güneş Enerjisinin Tarımsal Sulama ve Elektrik Üretiminde Kullanılabilmesi İçin Tasarlanan Serbest Displacerli Bir Stirling Motorunun Çizim ve Prototip Hesapları, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 96s, Ankara.
- Demiralp M, 2000, Gama Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmalatı, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 183s, Ankara.
- Duan C, Sun C, Shu S M, Ding G Z, Jing C W, Chang J X, 2015, Similarity design and experimental investigation of a beta type Stirling engine with a rhombic drive mechanism, International Journal of Energy Research, 39, doi: 10.1002/er.3226.
- Erdem M, 2019, Beta Tipi Bir Stirling Motorunda Rejeneratör Uygulamaları, Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 70s, Afyonkarahisar.
- Eroğlu H İ, 2018, Rhombic Hareket Mekanizmalı Stirling Motorunun Halojen Lamba ile Performans Testleri, Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 41s, Afyonkarahisar.

- Erol D, 2009, Düşük Sıcaklık Farkıyla Çalışan Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmalatı, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 89s, Ankara.
- Erol D, Doğan B, 2021, The investigation of an energetic and exergetic performance characteristics of a beta-type Stirling engine with a rhombic drive mechanism, April 2021 Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 43, 1-19.
- Finkelstein T, Organ A J, 2001, Air Engines The History, Science, and Reality of the Perfect Engine, ASME Press, 268s, New York.
- Intsiful P A D, 2007, The experimental and theoretical characterization of a small custom-built power producing double-acting gamma-type stirling engine, Ph.D. Dissertation, Howard University Department of Physics and Astronomy, 192s, Washington.
- Karabulut H, Çınar C, Oztürk 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.
- Karabulut H, Çınar C, Aksoy F, Solmaz H, Özgören Y Ö, Arslan M, 2016, Beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir stirling motorunun tasarımı ve performans testleri, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 31, 879-888
- Kaya O, 2018, Değişken Faz Açılı Gama Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmalatı, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 87s, Ankara.
- Kaygısız S, 2019, Çanak Tipi Güneş Enerjisi Sisteminden Elektrik Üretiminin Bilgisayar Yazılımı İle Takibi, Yüksek Lisans Tezi, Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, 102s, Isparta.
- Koca A, 1997, V-Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmali, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 49s, Ankara.
- Kongtragool B, ve Wongwises S, 2003, Güneş enerjili Stirling motorları ve düşük sıcaklık diferansiyel Stirling motorlarının gözden geçirilmesi, Yenilenebilir ve Sürdürülebilir Enerji İncelemeleri, 26, 131–154.
- Külahlı G, 2013, Spektral Olarak Ayırıştırılan Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi ile Stirling Motorda Güç Üretimi ve Performans Değerlendirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, Uşak Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 108s, Uşak.

- Kwankaomeng S, Kongtragool B, Silpsakoolsook B, 2011, Design and Manufacture of a Rhombic-Drive Stirling Engine, The Second TSME International Conference on Mechanical Engineering, 8, 19-21.
- Laka S, 2011, Çanaklı Güneş Yansıtıcılarıyla Çalışan Stirling Güç Üretme Sisteminin Termodinamik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 102s, Isparta.
- Li T, Tang D, Li Z, Du J, Zhou T, & Jia Y, 2012, Development and test of a Stirling engine driven by waste gases for the micro-CHP system, Applied Thermal Engineering, 33, 119-123.
- Lloyd C, 2009, A Low Temperature Differential Stirling Engine For Power Generation, University of Canterbury, 283s, New Zealand.
- Martini W R, 1978, Stirling Engine Design Manual, U.S. Department of Energy, 399s, DOE/NASA/3152-78/1, NASA CR-13518.
- Meijer R J, 1960, The philips stirling thermal engine, Thesis, Technische Hogeschool Delft, 6, 99-103.
- Önder M, 2012, Stirling Motoru İçin Borulu Tip Isı Değiştiricisi Tasarımı ve CFD Analizi, Doktora Tezi, Endüstriyel Teknoloji Eğitimi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 146s, Ankara.
- Özgören Y Ö, 2004, Stirling motorlarında ısı kayıplarının azaltılması için termal bariyer kullanımı, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 223s, Ankara.
- Percival W H, 1974, Historical Review of Stirling Engine Development in the United States From 1960 to 1970, ERDA, No. NASA CR-121097.
- Richey A E, (1986), Mod II automotive Stirling engine design description and performance projections, SAE Paper, No: 860059.
- Riofrio J A, Al-Dakkan K, Hofacker M E, & Barth E J, 2008, Control-based design of free-piston stirling engines, American Control Conference, 21, 45-50.
- Rogdakis E D, Bormpilas N A, & Koniakos I K, 2004, A thermodynamic study for the optimization of stable operation of free piston Stirling engines, Energy Conversion and Management, 5, 575-593.

- Ross A, 1993, Making Stirling Engines, Ross Experimental, 68s, England.
- Sağlam N E, 2019, Rhombic Hareket Mekanizmalı Bir Stirling Motorunda Farklı Çalışma Akışkanlarının Motor Performasına Etkilerinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 45s, Afyonkarahisar.
- Senft J R, 2004, An Introduction to Low Temperature Differential Stirling Engines, Moriya Press, New York, 12, 1- 37.
- Shoureshi R, 1981, Analysis And Design Of Stirling Engines For Waste-Heat Recovery, B S, Tehran University of Technology S M, Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts Institute Of Technolog, 322s, Massachusetts.
- Shufat S A A, 2019, Yeni Bir Yoğunlaştırıcı Güneş Enerjisi Sistemi Tasarımı ve Stirling Motor ve Jeneratör Birimlerinin Uygulaması, Doktora Tezi, Kastamonu Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 81s, Kastamonu.
- Simetkosky M, 1985, Mod I Automotive Stirling Engine Mechanical Development, SAE Paper, No: 840462.
- Snyman H, 2007, Second Order Analyses Methods for Stirling Engine Design, Master Thesis, Mechanical Engineering at the University of Stellenbosch, 207s, Stellenbosch.
- Şekercioğlu S, ve Yılmaz M, 2012, Renewable energy perspectives in the frame of Turkey's and UE's energy policies, Energy Conversion and Management, 63, 233-238.
- Uğurlu Y, 2014, Stirling Motorunda Gaz Hareketlerinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 84s, Afyonkarahisar.
- Üstün S, 2000, Çift Yer Değiştirme Pistonlu V Tipi Küçük Güçlü Bir Stirling Motorunun Tasarım ve İmali, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 156, Ankara.
- Walker G, 1980, Stirling Engines, Clarendon Press, 32, 47-71, Oxford.
- Yu Y, Yuan Z, Ma J, ve Zhu Q, 2012, Adyabatik Koşullarda Çift Etkili Bir Stirling Motorunun Sayısal Simülasyonu, İleri Malzeme Araştırmaları, 47, 589-594.
- Yücesu H S, 1996, Küçük Güçlü Güneş Enerjili Bir Stirling Motoru Tasarımı, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 168s, Ankara.



Zhang Z, & Ibrahim M, 2004, Development of CFD Model for Stirling Engine and its Components, 2nd International Energy Conversion Engineering Conference, doi:10.2514/6.2004-5674.

## 7.1 İnternet Kaynakları

- 1- <http://hotairengines.org/stirling-engines-inventors/cayley/the-caley-hot-air-engine-of-1807>, 22.04.2020
- 2- [https://www.researchgate.net/figure/Schematic-of-an-alpha-type-Stirling-engine\\_fig1\\_328510776/download](https://www.researchgate.net/figure/Schematic-of-an-alpha-type-Stirling-engine_fig1_328510776/download), 24.05.2020
- 3- [https://www.researchgate.net/figure/Schematics-of-a-beta-type-and-b-gamma-type-Stirling-engines\\_fig5\\_328510776/download](https://www.researchgate.net/figure/Schematics-of-a-beta-type-and-b-gamma-type-Stirling-engines_fig5_328510776/download), 25.05.2020
- 4- <https://muhendistan.com/stirling-motoru-nedir/>, 06.06.2020
- 5- [https://www.lyonscientific.com/products/low-temperature-difference-stirling-engine?utm\\_source=pinterest&utm\\_medium=social](https://www.lyonscientific.com/products/low-temperature-difference-stirling-engine?utm_source=pinterest&utm_medium=social), 18.06.2020
- 6- [https://www.researchgate.net/figure/Sectional-view-of-a-free-piston-Stirling-engine-as-used-in-the-Baxi-Ecogen-and-Viessmann\\_fig1\\_301875983](https://www.researchgate.net/figure/Sectional-view-of-a-free-piston-Stirling-engine-as-used-in-the-Baxi-Ecogen-and-Viessmann_fig1_301875983), 19.06.2020

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Mehmet ZENCİRKIRAN  
Doğum Yeri ve Tarihi : Yeşilyurt/ MALATYA 20.09.1994  
Yabancı Dili : İngilizce  
İletişim (Telefon / e-posta): 538 876 28 87 / mehmet\_zncrkkn@hotmail.com

### Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Yunus Emre Teknik ve Endüstri Meslek Lisesi  
(2008 – 2012)  
Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi, Otomotiv Mühendisliği  
Bölümü, (2013 – 2018)  
Yüksek Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,  
Otomotiv Mühendisliği ABD, (2018 – 2021)

### Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl

: Özel AOSB Rahmiye Sare Palalı Mesleki ve Teknik  
Anadolu Lisesi Otomotiv Öğretmeni (2019 – Devam  
Ediyor)