

**ISI ENERJİSİ KULLANARAK SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN  
SIKIŞTIRILMASINI SAĞLAYACAK BİR KOMPRESÖRÜN  
TASARIMI, İMALATI VE TEST EDİLMESİ**

**Halil İbrahim VARIYENLİ**

**DOKTORA TEZİ  
MAKİNA EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TEMMUZ 2008**

**ANKARA**

Halil İbrahim VARIYENLİ tarafından hazırlanan ISI ENERJİSİ KULLANARAK SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN SIKIŞTIRILMASINI SAĞLAYACAK BİR KOMPRESÖRÜN TASARIMI, İMALATI VE TEST EDİLMESİ adlı bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Musa Galip ÖZKAYA .....

Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makine Eğitimi Anabilim Dalında oy birliği ile Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Etem Sait ÖZ .....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Karabük Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Musa Galip ÖZKAYA .....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. Serdar YÜCESU .....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN .....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Osman Selim TÜRKBAŞ .....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Tarih: 04. 07. 2008

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nermin ERTAN .....

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Halil İbrahim VARİYENLİ

**ISI ENERJİSİ KULLANARAK SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN  
SIKIŞTIRILMASINI SAĞLAYACAK BİR KOMPRESÖRÜN TASARIMI,  
İMALATI VE TEST EDİLMESİ  
(Doktora Tezi)**

**Halil İbrahim VARİYENLİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
Temmuz 2008**

**ÖZET**

Bu çalışmada, ısı enerjisi kullanarak soğutucu akışkanların sıkıştırılmasını sağlayacak bir kompresör tasarlandı, imal edildi ve buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde performans deneyleri yapılmıştır. Sistemde R-12 ve R-134a soğutucu akışkanları kullanılmıştır. Kompresöre elektrik motoruyla hareket verirken rejeneratör borusu üzerindeki vanaların açık ve kapalı olduğu durumda deneyler yapılmıştır. Ayrıca kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken aynı anda sıcak silindiri dışarıdan ısıtarak soğutucu akışkanların ısı enerjisine ve kompresör performansına etkisini araştırmak amacıyla deneyler yapılmıştır. Elektrik motoruyla yapılan deneylerde; en iyi performans rejeneratör devresi üzerindeki vanaların kapalı olduğu durumda, R-134a soğutucu akışkanıyla kompresör devri 464,3 d/d, kondenser sıcaklığı 56 °C, evaporatör sıcaklığı -18,45 °C ve COP ise 2,12 olarak belirlenmiştir. Kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken aynı anda sıcak silindiri dışarıdan ısıtarak yapılan deneylerde, sıcak silindir 600 °C'ye kadar ısıtılmış ve sıcak silindirdeki akışkan sıcaklığı 260 °C'ye ulaştığında R-12 ve R-134a soğutucu akışkanları benzer davranışlar göstermiş ve R-12 soğutucu akışkanı ile en düşük evaporatör sıcaklığı -12,9 °C ölçülmüş fakat soğutucu akışkan sıcaklığı 260 °C'yi geçince sıcaklıkta ani yükselme gözlenmiştir. R-134a soğutucu akışkanı ile en düşük evaporatör sıcaklığı -14,6 °C ölçülmüş ve soğutucu akışkan sıcaklığı 260 °C'yi

geçince evaporatör sıcaklığında ani bir yükselme gözlenmiştir. Tüm deneylerde kompresör devri ölçülmüş ve karşılaştırması yapılmıştır. Yapılan karşılaştırma sonunda; kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken sıcak silindiri dışarıdan ısıtarak yapılan deneyde, elektrik motouyla vanalar açık yapılan deneylere göre kompresör devrinde R-12 soğutucu akışkanı ile 13,7 d/d, R-134a soğutucu akışkanı ile 18,2 d/d artış olmuştur. Deneyler yapılırken çok fonksiyonlu dijital elektrik sayacıyla her bir deneyin enerji tüketimi incelenmiştir. Yapılan inceleme sonunda, elektrik motoruyla kompresöre hareket verilirken sıcak silindiri dışarıdan ısıtarak tahrik edilen deneylerde, elektrik motoruyla vanalar açık yapılan deneylere göre kompresörün tükettiği elektrik enerji miktarında R-12 soğutucu akışkanı ile % 5,6 ve R-134a soğutucu akışkanı ile % 7,8'lik düşüş sağlanmıştır. Elektrik enerjisi tüketimini buzdolabına göre karşılaştırdığımızda; kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken sıcak silindiri dışarıdan ısıtarak yapılan deneylerde tüketilen elektrik enerjisi, buzdolabına göre 8,53 kat fazla elektrik enerjisi tükettiği hesaplanmıştır. Split klimalara göre karşılaştırdığımızda; R-134a soğutucu akışkanla ısı enerjisi kullanarak yapılan deneylerde kompresörün tüketmiş olduğu elektrik enerjisi sarfiyatı, split klimanın tüketmiş olduğu elektrik sarfiyatına göre % 39 daha az olduğu hesaplanmıştır.

**Bilim Kodu** : 708.3.015  
**Anahtar Kelimeler** : Stirling motoru, soğutma, alternatif akışkanlar  
**Sayfa Adedi** : 126  
**Tez Yöneticisi** : Yrd. Doç. Dr. Musa Galip ÖZKAYA

**THE DESIGN, CONSTRUCTION AND PERFORMANCE TESTS OF A  
COMPRESSOR PROVIDING COMPRESSION THE REFRIGERANTS BY  
USING HEAT ENERGY**

**(Ph. D. Thesis)**

**Halil İbrahim VARİYENLİ**

**GAZİ UNIVERSITY  
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

**July 2008**

**ABSTRACT**

**In this work a compressor is designed and manufactured to compress the refrigerant fluids by using heat energy and also performance tests are done for the vapor compressed refrigerant systems. In the system R-12 and R-14 refrigerant fluids are used. The experiments are done for the opened and closed cases of the valves of the regenerator pipe, while actuating the compressor with an electric motor. Additionally to understand the effects of the refrigerant fluids to the heat energy and compressor performance, experiments are performed by heating the hot cylinder from the outside while actuating the compressor with the electric motor. From the experiments done by the electric motor, the maximum performance is determined for the case when the valves of the regenerator circuit are closed. At this condition the compressor revolution is 464,3 rpm, the condenser temperature is 56 °C , the evaporator temperature is -18,45 °C and the COP is determined as 2,12. From the experiments performed by heating the hot cylinder from the outside while actuating the compressor with the electric motor, it is observed that the refrigerant fluids R-12 and R-134a show similar property when the hot cylinder is heated up to 600 °C and the fluid inside the cylinder reaches 260 °C. At this state the minimum evaporator temperature with R-12 as refrigerant gas is measured as -12,9 °C but an abrupt increase is observed when the temperature of the refrigerant gases exceeds 260**

°C. The minimum evaporator temperature with R-134a as refrigerant fluid is measured as 14,6 °C and an abrupt increase is observed when the temperature of the refrigerant fluids exceeds 260 °C. In all experiments compressor revolution is measured and comparisons are made. As a result of the comparisons it is seen that in the experiments performed by heating the hot cylinder from the outside while actuating the compressor, the compressor revolution with R-12 refrigerant fluid is increased 13,7 rpm than the experiments done by the electric motor while the valves are open. This increase is 18,2 rpm for the case when R-134a is used as the refrigerant fluid. While performing the tests the energy consumption of each experiment is measured with multi functional digital electrical meters. At the end of the observations it is seen that the energy consumption of the compressor is decreased in the experiments performed by heating the hot cylinder from the outside while actuating the compressor according to the experiments done by the electric motor while the valves are open. The decrease is 5,6 % when R-12 is used as refrigerant fluid and 7,8 % when R-134a is used as refrigerant fluids. When the electrical energy consumption is compared with the refrigerator it is calculated that the energy consumption of the experiment performed by heating the hot cylinder from the outside while actuating the compressor is 8,53 times greater than the energy consumption of the refrigerator. When compared with the split type air conditioners the electrical energy consumption of the compressor used in the experiments that are using the heat energy and R-134a as refrigerant fluids, the electrical energy consumption is calculated to be 39 % lower than the split type air conditioners.

Science Code : 708.3.015  
Key Words : Stirling engine, cooling, refrigerants  
Page Number : 126  
Adviser : Assist. Prof. Dr. Musa Galip ÖZKAYA

## TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren, her konuda yardımını esirgemeyen hocam Yrd. Doç. Dr. Musa Galip ÖZKAYA'ya, İmalatı yapılan kompresörün tasarımında kıymetli tecrübelerinden faydalandığım hocalarım Prof. Dr. Halit KARABULUT ve Doç. Dr. Can ÇINAR'a, bana her türlü konuda yardımcı olan hocam Yrd. Doç. Dr. Tayfun MENLİK'e, sistem imalatında yardımcı olan hocam Mehmet AY'a, sistem kurulumunda yardımcı olan teknisyenimiz Köksal BOZOĞLU'na ve her zaman manevi desteği ile yanımda olan eşime teşekkürü bir borç bilirim.



## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET .....	iv
ABSTRACT .....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER .....	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ .....	xiii
RESİMLERİN LİSTESİ .....	xvii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xviii
1. GİRİŞ .....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI .....	4
2.1. Stirling Motorları ve Uygulama Alanları.....	4
2.1.1. Giriş.....	4
2.1.2. Stirling motoru tipleri ve çalışma prensipleri .....	6
2.1.3. Stirling motorlarının avantaj ve dezavantajları.....	13
2.1.4. Stirling motorlarının kullanım alanları.....	15
2.1.5. Stirling motorlarında çalışma karakteristikleri .....	18
2.1.6. Stirling motorlarında kullanılan çalışma maddeleri.....	24
2.1.7. Stirling motorlarında kullanılan sızdırmazlık elemanları .....	28
2.2. Soğutma ve Soğutma Sistemleri .....	29
2.2.1. Soğutma.....	29
2.2.2. Soğutma sistemleri.....	29
2.2.3. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi ve termodinamik analizi .....	30

**Sayfa**

2.2.4. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistem elemanları.....	35
2.3. Yapılan çalışmalar .....	40
2.3.1. Stirling güç motoruyla ilgili yapılan çalışmalar.....	40
2.3.2. Stirling soğutma motoruyla ilgili yapılan çalışmalar.....	49
3. SİSTEM TASARIMI .....	52
3.1. Kompresörün Tasarımı .....	52
3.1.1. Kompresörün kinematik analizi.....	53
3.1.2. Kompresörün teorik analizi.....	56
3.2. Soğutma Sisteminin Tasarımı .....	58
3.2.1. Soğutma sisteminin çalışma prensibi.....	58
3.2.2. Soğutma sisteminin boyutlandırılması.....	59
4. MATERYAL VE METOD .....	62
4.1. İmalatı Yapılan Kompresörün Parçaları .....	63
4.1.1. Kompresör bloğu .....	64
4.1.2. Krank mili .....	65
4.1.3. Soğuk silindir .....	66
4.1.4. Soğuk silindir pistonu .....	66
4.1.5. Sıcak silindir pistonu.....	67
4.1.6. Sıcak silindir .....	68
4.1.7. Biyel kolları .....	69
4.1.8. Piston pimi .....	69
4.1.9. Isıtma bloğu .....	70
4.1.10. Kör flanş.....	71

	<b>Sayfa</b>
4.1.11. Soğuk su ceketini.....	71
4.1.12. Volan.....	72
4.2. Deney Yeri.....	73
4.3. Sistemde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar.....	75
4.4. Isı Kaynağı.....	75
4.5. Ölçüm Cihazları.....	75
4.5.1. Dijital takometre.....	75
4.5.2. Elektrik sayacı.....	76
4.5.3. Sıcaklık ölçüm cihazları.....	77
4.5.4. Basınç ölçüm cihazları.....	79
4.6. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi Elemanları.....	80
5. DENEY SONUÇLARI.....	82
5.1. Elektrik Motoruyla Yapılan Deney Sonuçları.....	82
5.1.1. Vanalar açık yapılan deney sonuçları.....	82
5.1.2. Vanalar kapalı yapılan deney sonuçları.....	87
5.2. Isı Enerjisi Kullanarak Yapılan Deney Sonuçları.....	90
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	99
KAYNAKLAR.....	104
EKLER.....	110
EK-1 Kompresörün imalat parçaları.....	111
EK-2 Kompresörün analiz programı.....	122
ÖZGEÇMİŞ.....	125

## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 2.1. Hava, helyum ve hidrojene ait bazı termofiziksel özellikler.....	28
Çizelge 3.1. Kompresörün teknik özellikleri.....	53
Çizelge 4.1. Sistemde kullanılan soğutucu akışkanların fiziksel özellikleri.....	75
Çizelge 4.2. Isıl çiftlerin sıcaklık limitleri ve standartları.....	77
Çizelge 4.3. Sıcaklık ölçüm cihazının teknik özellikleri.....	78
Çizelge 5.1. Deneylerde elde edilen kompresör devri değişimi.....	95
Çizelge 5.2. Yapılan deneylerde tüketilen elektrik enerjisi miktarı.....	97

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 2.1. Basit bir Stirling motoru.....	4
Şekil 2.2. Alfa tipi motorun temel parçaları ve çalışma prensibi.....	7
Şekil 2.3. Beta tipi motorun şematik resmi ve çalışma prensibi.....	9
Şekil 2.4. Gama tipi motorun çalışma prensibi.....	11
Şekil 2.5. Çift etkili Stirling motorları.....	13
Şekil 2.6. Prototip Stirling motoru ve güneş kolektörü.....	16
Şekil 2.7. Tek silindri bir Stirling motorunda motor gücü ve termik verimin motor devri ile değişimi.....	19
Şekil 2.8. Stirling motorlarında motor torku motor devri değişimi.....	20
Şekil 2.9. İçten yanmalı ve Stirling motorlarında periyodik tork değişim diyagramı.....	20
Şekil 2.10. Motor çıkış gücü ve verimin sıcaklığa göre değişimi, a) Isıtıcı sıcaklığına göre, b) soğutma suyu giriş sıcaklığına göre.....	21
Şekil 2.11. Sürtünme kayıplarının motor performansına etkisi, a) Motor çıkış gücüne, b) Termik verime.....	22
Şekil 2.12. Stirling motorunun enerji dağılımı.....	23
Şekil 2.13. Motor devri ve şarj basıncına bağlı olarak gürültü seviyesi değişimi.....	24
Şekil 2.14. Farklı çalışma maddelerinin Stirling motorunun performansına etkileri.....	26
Şekil 2.15. Çalışma maddesi olarak helyum ve hava kullanılan bir Stirling motorunda güç ve verim ilişkisi.....	26
Şekil 2.16. United Stirling P-40 motorunda farklı çalışma maddeleriyle elde edilen deney sonuçları.....	27
Şekil 2.17. Farklı çalışma maddeleriyle elde edilen devre bağlı güç değişimi.....	27

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 2.18. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi.....	30
Şekil 2.19. Buhar sıkıştırırmalı çevrimin T-S diyagramı.....	31
Şekil 2.20. Buhar sıkıştırırmalı çevrimin log P-h diyagramı ve üzerine soğutma elemanlarının yerleşimi.....	31
Şekil 2.21. Sabit çıkış basınçlı genleşme vanası.....	37
Şekil 2.22. TGV'nin sisteme bağlantısı.....	38
Şekil 2.23. İçten dengelemeli termostatik genleşme valfi.....	38
Şekil 2.24. Dıştan dengelemeli termostatikgenleşme valfi.....	39
Şekil 2.25. 1818 yılında taş ocağına su basmak için kullanılan ilk Stirling motoru.....	40
Şekil 2.26. Stirling çevrimine göre çalışan 1827 yılındaki bir biyel mekanizmalı motorun eski bir gravürden çıkarılan kopyası.....	41
Şekil 3.1. Sıcak silindir ve soğuk silindir genişleme hacim değişim analizi.....	54
Şekil 3.2. $1^{\circ} - 360^{\circ}$ krank açısındaki sıcak ve soğuk silindir hacmi ile toplam hacim değişimi.....	56
Şekil 3.3. Krank milinin bir turunda kondensere basılan R-134a soğutucu akışkanmiktarı .....	58
Şekil 3.4. Soğutma sistemine ait logP-h diyagramı.....	60
Şekil 4.1. İmalatı yapılan kompresör.....	63
Şekil 4.2. Kompresör bloğu.....	64
Şekil 4.3. Krank mili.....	65
Şekil 4.4. Soğuk silindir.....	66
Şekil 4.5. Soğuk silindir pistonu.....	67
Şekil 4.6. Sıcak silindir pistonu.....	68
Şekil 4.7. Sıcak silindir.....	68

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 4.8. Biyel kolu.....	69
Şekil 4.9. Piston pimi.....	70
Şekil 4.10. Isıtma bloğu.....	70
Şekil 4.11. K�r flanş.....	71
Şekil 4.12. Soğuk su ceketi.....	72
Şekil 4.13. Volan.....	72
Şekil 4.14. Kompresörün montajlı görüntüsü.....	73
Şekil 4.15. Deney tesisatı Şematik resmi.....	74
Şekil 5.1. R-12 soğutucu akışkanının evaporatör sıcaklığının zamana göre değişimi.....	83
Şekil 5.2. R-134a soğutucu akışkanının evaporatör sıcaklığının zamana göre değişimi.....	83
Şekil 5.3. R-12 soğutucu akışkanının kondenser sıcaklığının zamana göre değişimi.....	84
Şekil 5.4. R-134a soğutucu akışkanının kondenser sıcaklığının zamana göre değişimi.....	84
Şekil 5.5. R-12 için evaporatör sıcaklığına göre COP değişimi.....	85
Şekil 5.6. R-134a için evaporatör sıcaklığına göre COP değişimi.....	86
Şekil 5.7. R-12 soğutucu akışkanının evaporatör sıcaklığının zamana göre değişimi.....	87
Şekil 5.8. R-134a soğutucu akışkanının evaporatör sıcaklığının zamana göre değişimi.....	87
Şekil 5.9. R-12 soğutucu akışkanının kondenser sıcaklığının zamana göre değişimi.....	88
Şekil 5.10. R-134a soğutucu akışkanının kondenser sıcaklığının zamana göre değişimi.....	88

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 5.11. R-12 için evaporatör sıcaklığına göre COP değişimi.....	89
Şekil 5.12. R-134a için evaporatör sıcaklığına göre COP değişimi.....	90
Şekil 5.13. R-134a için zamana göre evaporatör sıcaklığının değişimi.....	91
Şekil 5.14. R-12 için zamana göre evaporatör sıcaklığının değişimi.....	91
Şekil 5.15. R-134a için zamana göre kondenser sıcaklığının değişimi.....	92
Şekil 5.16. R-12 için zamana göre kondenser sıcaklığının değişimi.....	93
Şekil 5.17. R-134a için sıcaklığa göre COP değişimi, a) Sıcak silindirdeki akışkan sıcaklığına, b) Evaporatör sıcaklığına.....	94
Şekil 5.18. R-12 için sıcaklığa göre COP değişimi, a) Sıcak silindirdeki akışkan sıcaklığına, b) Evaporatör sıcaklığına.....	94



**RESİMLERİN LİSTESİ**

<b>Resim</b>	<b>Sayfa</b>
Resim 2.1. Denizaltı güç sistemlerinde kullanılan V4-275 Stirling motoru.....	18
Resim 2.2. Gotland sınıfı denizaltının kesiti ve Stirling (HBT) motorunun konumu.....	18
Resim 4.1. Deney tesisatı.....	62
Resim 4.2. DT-2234A model dijital takometre.....	76
Resim 4.3. Çok tarifeli aktif elektronik elektrik sayacı.....	76
Resim 4.4. Elimko E-680 serisi üniversal girişli-gelişmiş tarayıcı.....	78
Resim 4.5. Yüksek basınç manometresi.....	79
Resim 4.6. Alçak basınç manometresi.....	79

## SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
<b>A</b>	Isı yayılımı, (m <sup>2</sup> /sn)
<b>c<sub>p</sub></b>	Özgül ısınma ısısı, (kJ/kgK)
<b>C<sub>v</sub></b>	Özgül ısınma ısısı, (kJ/kgK)
<b>D</b>	Çap, (m)
<b>f</b>	Boyutsuz sürtünme faktörü
<b>Gr</b>	Grashof sayısı
<b>g</b>	Yerçekimi ivmesi, (m/sn) <sup>2</sup>
<b>H</b>	Entalpi, (kJ/kg)
<b>h</b>	Isı transfer katsayısı, (W/m <sup>2</sup> K)
<b>h<sub>h</sub></b>	Kubbe uzunluğu, (m)
<b>h<sub>pt</sub></b>	Piston pimi ile piston üst noktası arasındaki mesafe, (m)
<b>l</b>	Süpürme uzunluğu, (m)
<b>l<sub>b</sub></b>	Biyel kolu uzunluğu, (m)
<b>m</b>	Kütleli debi, (kg/sn)
<b>n</b>	Devir sayısı
<b>Nu</b>	Nusselt sayısı
<b>η</b>	Verim
<b>η<sub>c</sub></b>	Carnot çevrim verimi
<b>η<sub>f</sub></b>	Kanatçık sıcaklık etkenliği
<b>η<sub>o</sub></b>	Kanatçık etkenliği
<b>P</b>	Basınç, (bar, kpa)
<b>P<sub>A</sub></b>	Faz açısı, (rad)
<b>P<sub>E</sub></b>	Buharlaştırıcı basıncı, (bar)
<b>Pe</b>	Peclet sayısı

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
<b>P<sub>K</sub></b>	Yoğunlaştırıcı basıncı, (bar)
<b>Pr</b>	Prandtl sayısı
<b>R</b>	Silindir sayısı
<b>Ra</b>	Ragleigh sayısı
<b>Re</b>	Reynolds sayısı
<b>R<sub>f</sub></b>	Kirlilik ısı direnci, (K/W)
<b>R<sub>w</sub></b>	İletim direnci, (K/W)
<b>r<sub>c</sub></b>	Krank yarıçapı, (m)
<b>S</b>	Entropi, (kJ/kgK)
<b>s<sub>c</sub></b>	Soğuk hacim uzunluğu, (m)
<b>s<sub>h</sub></b>	Sıcak hacim uzunluğu, (m)
<b>T</b>	Sıcaklık, (°C)
<b>T<sub>E</sub></b>	Buharlaştırıcı sıcaklığı, (°C)
<b>T<sub>K</sub></b>	Yoğunlaştırıcı sıcaklığı, (°C)
<b>U</b>	Toplam ısı geçiş katsayısı, (W/m <sup>2</sup> K)
<b>u</b>	Hız, (m/sn)
<b>U<sub>c</sub></b>	Soğuk silindirin üst noktasından biyel muylusunun merkezi arasındaki mesafe, (m)
<b>U<sub>h</sub></b>	Sıcak silindirin üst noktasından biyel muylusunun merkezi arasındaki mesafe, (m)
<b>V</b>	Hacim, (m <sup>3</sup> )
<b><math>\dot{V}</math></b>	Hacimsel debi, (m <sup>3</sup> /sn)
<b>v</b>	Özgül hacim, (m <sup>3</sup> /kg)
<b>W</b>	İş, (W)
<b>W<sub>c</sub></b>	Kompresörde yapılan iş, (W)
<b>Q</b>	Isı, (W)
<b>Q<sub>K</sub></b>	Yoğunlaştırıcıda atılan ısı, (W)
<b>Q<sub>E</sub></b>	Buharlaştırıcıda çekilen ısı, (W)
<b>μ</b>	Dinamik vizkosite, (Pa.s)

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
$\alpha$	Isı taşınım katsayısı, (W/m <sup>2</sup> K)
$\beta$	Hacimsel genleşme katsayısı, (1/K <sup>-1</sup> )
$\beta_{cp}$	Soğuk piston biyel kolu ile soğuk silindir eksenini arasındaki açı (rad)
$\beta_{hp}$	Sıcak piston biyel kolu ile sıcak silindir eksenini arasındaki açı (rad)
$\gamma$	Kinematik vizkosite, (m <sup>2</sup> /sn)
$\lambda$	Isı iletim katsayısı, (W/mK)
$\theta$	Krankmili açısı (rad)
$\chi$	Kuruluk derecesi

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
<b>TEP</b>	Ton eşdeğer petrol
<b>LPG</b>	Sıvılaştırılmış petrol gazı
<b>ESA</b>	Avrupa Uzay Ajansı
<b>ÜÖN</b>	Üst Ölü Nokta
<b>AÖN</b>	Alt Ölü Nokta
<b>HP</b>	Beygir Gücü
<b>STK</b>	Soğutma Tesir Katsayısı
<b>ITK</b>	Isıtma Tesir Katsayısı
<b>COP</b>	Soğutma Performansı
<b>CFC</b>	Kloroflorokarbon
<b>HCFC</b>	Hidrokloroflorokarbon
<b>UNEP</b>	Birleşmiş Milletler Çevre Programı
<b>OTP</b>	Ozon Tabakası Potansiyeli
<b>TGV</b>	Termostatik Genleşme Valfi

## 1. GİRİŞ

Ekonominin temel hedeflerini oluşturan, bireylerin yaşam standartlarını yükseltme olgusu, sanayileşme yoluyla milli gelirin artması çabalarını da beraberinde getirmektedir. Bunun sonucunda sanayileşme ile başlayan ve gittikçe önemini artırmakta olan çevre sorunları nedeniyle, toplumlar dünyanın doğal ortamını korumak ve gelecek nesillere daha yaşanabilir bir dünya bırakabilmek konusunda büyük güçlüklerle karşılaşmaktadır. Enerji kaynağının araştırılmasından tüketimine kadar her aşamada, olumsuz yönde çevresel etkiler yaratmakta ve bu etkiler bölgesel düzeyde kalmayıp büyük ölçüde sınır tanımayan evrensel ve küresel niteliğe bürünmektedir. Enerji arzında fosil kaynakların önemli yer tutması nedeniyle çevresel sorunlar daha ciddi bir boyut kazanmaktadır. Ülkemiz gibi sanayileşme sürecini henüz tamamlayamamış kalkınmakta olan ülkelerde, enerji talebi, hızlı bir artış göstermektedir. 1997’de yaklaşık 71 milyon ton eşdeğer petrol (TEP) olan birincil enerji tüketimimizin, 2020 yılında 307 milyon TEP’e ulaşması beklenmektedir. Artan enerji talebini karşılayabilecek enerji arzını yaratabilme çabası içerisinde olan ülkemizin enerji politikasının temel hedefi; yerli enerji kaynaklarımızı mümkün olduğu kadar kullanmak, ekonomik kriterleri de göz önünde bulundurarak, sürekli, güvenilir ve çevre dostu enerji üretimi olmalıdır [1].

Dünya’da fosil enerji kaynaklarının rezervleri sınırlıdır, pahalıdır ve çevreye zarar vererek özellikle SO<sub>x</sub>, NO<sub>x</sub> gibi kirletici emisyonlarla çevreyi kirletmekte ve CO<sub>2</sub> emisyonları ile de sera etkisi yaparak iklim değişikliklerine neden olmakta dünyanın doğal dengesini bozmaktadır. Bu olumsuzlukları gidermek özellikle ülkemizin enerjide dışa bağımlılığını azaltmak, enerji temininde çeşitlilik sağlanmaya ve yenilenebilir enerji kaynaklarının daha yoğun kullanımı ile mümkün olacaktır. Bilim adamları fosil yakıtların sahip olduğu olumsuzluklardan dolayı, yenilenebilir ve alternatif enerji kaynakları ile çalışabilecek, bunları gereksinim olan enerjiye çevirebilecek, çevreye verebileceği zarar minimum olacak makineler ile sistemlerin araştırılması ve geliştirilmesine yöneltmiştir. Bunlardan biri de 1816 yılında Robert Stirling tarafından tasarlanıp imal edilen sıcak hava motoru olarak da adlandırılan, güneş enerjisi olmak üzere birçok değişik enerji kaynağı kullanılarak dışarıdan ısı

enerjisi verilerek çalışabilen Stirling motorlarıdır. Stirling motorları ısı makinesi olarak kullanıldığı gibi ısı pompası ve soğutma makinesi olarak ta kullanılmaktadır. Sessiz, çevreci bir makine olması ve düşük sıcaklık farkları arasında çalışabilmesi nedeniyle uzay teknolojilerinde, havacılıkta, denizaltında, otomobillerde, sağlıkta, soğutmada, jeneratörlerde v.b. yerlerde kullanıma uygundur [2].

20. yüzyılda, içten yanmalı motorlarda meydana gelen büyük gelişmeler bir ölçüde Stirling motorunun gelişimini olumsuz yönde etkilemiştir. Zamanın malzeme bilimi ve metal işleme teknolojisindeki yetersizlikler nedeni ile çalışmalar durmuş, ancak 1930 yılında Philips şirketi yeniden başlatıp, çeşitli amaçlı deneme motorları imal etmiştir. Stirling motorlarının en büyük avantajlarından biri dıştan yanmalı olması nedeniyle güneş enerjisi dönüşümünde kullanılmasıdır. Yakın zamanımızda Stirling motorlarına olan ilgi, biomass ve güneş enerjisinde giderek artmaktadır [3].

Yüksek performanslı Stirling motorları 600 °C – 1 000 °C sıcaklık arasında çalışmaktadır. Çalışma basınçları genellikle 1,5 MPa ile 15,0 MPa arasındadır [4,5]. Otomotivde bu değer 19 MPa değerlerine kadar çıkmaktadır. Helyum ve hidrojen çalışma gazı kullanıldığında % 30 - % 40 gibi verime sahiptirler [6]. Hirata'nın 1998 yılında Schmidt Analiz yöntemine dayanarak geliştirilen bir bilgisayar programı ile 4 değişik çalışma akışkanında en fazla güç, çalışma akışkanı olarak hidrojen kullanılmasıyla alındığı tespit etmiştir. Havaya göre, güçte 3,45 kat, devirde 3,56 kat artış olmuştur [7]. Stirling motoru ticari uygulamalarında hidrojen ve helyum çalışma akışkanı olarak tercih edilmektedir [8].

Stirling motorlarında sızdırmazlık ve ölü hacimlerin çokluğu önemli problemlerdir. Ölü hacim çok olursa, çalışma akışkanının, sıcak ve soğuk bölgeler arasındaki transferi zorlaşacağından motorun çalışması güçleşir [9,10]. Stirling motorlarında sıkıştırma oranının 1,5 – 2,5 olması motorun performansı açısından önemlidir. Tasarımında soğuk bölgedeki ölü hacimlerden mümkün oldukça kaçmak gerekir. Stirling motorunun diğer içten yanmalı motorların aksine kullandığı enerjinin türüne bağlı olmaması, odun, kömür, petrol, doğal gaz, biyokütle, jeotermal v.b. gibi birçok

enerji kaynağı ile kullanılabilmesi bu motorları gelecek için daha ümit verici hale getirmektedir [11].

Enerji konusunda yapılmakta olan çalışmalar, kullanılmakta olan yakıtlara alternatif olabilecek, yenilenebilir ve çevreye zarar vermeyecek, kolay bulunabilir, tehlikelerden arındırılmış enerji kaynaklarının keşfedilmesi doğrultusundadır. Bütün enerji kaynaklarının temeli olan güneş enerjisi alternatif enerji kaynaklarının başında gelmektedir.

Bu çalışmanın amacı; buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde kullanılan ve elektrik enerjisi ile çalışan kompresörlerin yerine ısı enerjisi ile çalışan Stirling motorlarının çalışma prensibine göre dışarıdan ısı enerjisi verilerek tahrik edilen bir kompresörün tasarımının, imalinin ve performans deneylerinin yapılmasıdır.

Kompresöre hareket elektrik motoruyla verilirken aynı anda sıcak silindiri dışarıdan ısıtarak silindir içerisindeki soğutucu akışkanın ısıtılmasıyla, kompresörün devrindeki değişim, hareketi sağlayan elektrik motorunun tükettiği elektrik enerjisindeki değişim ve evaporatör ve kondenser sıcaklığındaki değişim araştırılacaktır. Isı enerjisi olarak doğalgaz, LPG v.b. kaynaklar kullanılabilceği gibi en önemlisi ve en ekonomik olanı güneş enerjisi olabilir. Güneş enerjisi kullanarak yapılacak soğutma performansı klasik tip buhar sıkıştırırmalı soğutma sistem performansının üzerinde olacağı enerji maliyetinin sıfır olması nedeniyle tabiidir.

Ülkemiz açısından düşünüldüğünde Ege, Akdeniz ve Güney Doğu Anadolu bölgelerinde rahatlıkla kullanılacak ve enerjide dışa bağımlı olan ülkemiz ekonomisine katkıda bulunacaktır.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

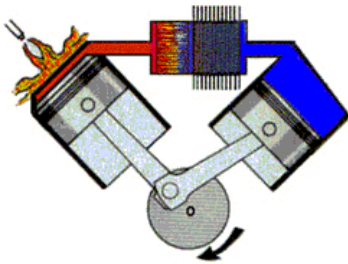
Yapılan çalışmada tasarlanan ve imal edilen kompresörün çalışması stirling motoru çalışma prensibine göre olduğu için bu bölümde Stirling motorları hakkında teorik bilgi verilmiştir. Tasarlanan ve imal edilen kompresör buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemine bağlanarak performans deneyleri yapıldığı için buhar sıkıştırırmalı soğutma hakkında teorik bilgi verilmiştir. Teorik bilgilerin sonunda Stirling güç motorları ve Stirling soğutma motorları ile yapılan akademik çalışmalara yer verilmiştir.

### 2.1. Stirling Motorları ve Uygulama Alanları

#### 2.1.1. Giriş

İskoç bir rahip olan Robert STIRLING 1816 yılında dışarıdan ısı vermeli bir motor tasarlamış ve ilk sıcak hava motorunu yapmıştır. Daha sonra bu çevrime göre çalışan makineler STIRLING motoru olarak isimlendirilmiştir.

Yirminci yüzyılda petrolün kullanımında ve içten yanmalı motorlarda meydana gelen büyük gelişmeler bir ölçüde Stirling motorunun gelişimini olumsuz yönde etkilemiştir. İçerisinde bulunduğumuz yüzyılın son yarısında yaşanan büyük enerji krizleri ile birlikte bu motorlar üzerindeki çalışmalar büyük önem kazanmıştır. Stirling motorunun, diğer içten yanmalı motorların aksine kullandığı enerjinin türe bağlı olmaması bu motorları gelecek için daha ümit verici hale getirmiştir. Şekil 2.1'de basit bir stirling motoru görülmektedir [12].



Şekil 2.1. Basit bir Stirling motoru [12]



Odun, kömür, petrol ürünleri, doğal gaz, bitkisel atıklar, güneş enerjisi, nükleer enerji, jeotermal enerji ve adını sayamadığımız birçok enerji kaynağı Stirling motorlarında kullanılabilir. Ayrıca açık ve kapalı devre olarak çalışabilme özelliğine sahip olan Stirling motorlarında değişik çalışma maddeleri kullanılabilir. Özellikle hidrojen ve helyum gibi ısı kapasiteleri yüksek gazlar kapalı sistemde kullanılmak suretiyle termik verimleri % 40'a kadar yükseltebilir [12].

Aynı zamanda kapalı devre olarak kullanıldığında doldurma basıncı yüksek tutularak motor momentinin ve özgül gücünün yüksek olması sağlanabilir [12].

Malzeme bilimindeki gelişmeler Stirling motorunun gelişimini olumlu yönde etkilemiştir. Yüksek sıcaklığa dayanıklı hafif metaller kullanılarak parçaların ısı iletimi artırılarak aynı zamanda atalet kuvvetleri azaltılmaktadır [12].

Bugün Stirling motorlarının en önemli problemi sızdırmazlık ve ölü hacimler olarak gösterilmektedir. Stirling motorlarında ısıtıcı, soğutucu, birleştirme portları ve rejeneratör boşluğu ölü hacim olarak tarif edilmektedir, bu hacimlerin büyük olması motor veriminin ve gücünün düşmesine neden olmaktadır [12].

Günümüzde, İsrail'de güneş enerjisi ile çöl şartlarında çalıştırılan çok sayıdaki Stirling motorları ile başarılı bir tarımsal sulama yapılmaktadır. Araştırmalar, 2000'li yıllara gelinmeden, malzeme ve üretim tekniklerindeki önemli aşamaların yardımı ile Stirling motorlarının günlük yaşamın bir parçası haline geleceğini göstermektedir. Bu alanda çalışan birçok araştırmacı tersinebilir hava çevrimlerinde meydana çıkması mümkün olan ve bilinen hiçbir diğer işlemlerce ulaşılabilecek olmayan, motorun çalışmasında yaratılıştan var olan yüksek termodinamik verimini anlamaya başlamışlardır. Geçmiş çalışmaların gözden geçirilerek bu alanda daha ileri makineler yapılması ile tanımlanmış prensiplerin uygulanması için zemin hazırlayacak güç üretimi, elektrik jeneratörü, güneş enerjisi dönüştürücüsü, soğutma makinesi, klima cihazı olabileceği gibi sıvılaştırıcı ya da düşük sıcaklıklarda fiziksel araştırma aleti olarak ta kullanılabilir [12].

### 2.1.2. Stirling motoru tipleri ve çalışma prensipleri

Stirling motorlarını sınıflandırırken çalışma maddesinin nasıl kontrol edildiği tanımlayıcı bir özelliktir. Stirling motorlarında akış valf ve hacim değişimi olmak üzere iki şekilde kontrol edilebilir.

Stirling motorları genel olarak kendi aralarında tek etkili ve çift ekli motorlar olarak iki ana grupta sınıflandırılırlar [11].

#### Tek etkili Stirling motorları

Tek etkili Stirling motorları aynı veya farklı silindirlerde olmak üzere, genişleme ve sıkıştırma hacimleri ile bunları birleştiren bir ısı değiştirgecinden meydana gelir. Tek etkili Stirling motorlarında çalışan elemanların her ikisi de piston olabileceği gibi, biri piston, diğeri yer değiştirme pistonu (displacer) olabilir.

Piston-yer değiştirme pistonlu tip Stirling motorlarında güç pistonunun üst ve alt yüzeyleri arasında büyük basınç farkı vardır. Yer değiştirme pistonunun ise üst ve alt yüzeyleri arasında aerodinamik akış kayıplarından başka basınç farkı yoktur.

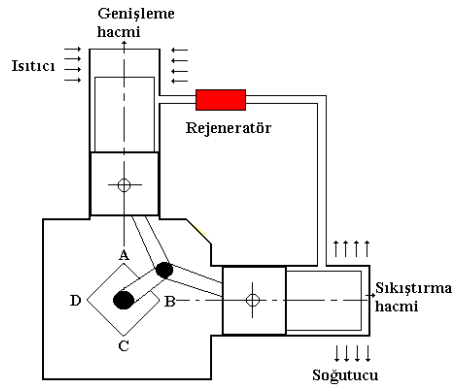
Pratikte Stirling motorlarının çalışma prensibi modelden modele farklılık göstermektedir. Herhangi bir model için yapılan açıklama diğeri bir model için yeterli fikir vermemektedir. Bu sebeple bu kısımda Alfa, Beta ve Gama tipi motorların çalışma prensipleri ayrı ayrı açıklanmaktadır.

#### *Alfa tipi motorlar*

Alfa ( $\alpha$ ) tipi motorlarda birbirinden ayrı iki silindir, ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör vasıtasıyla birbirine birleştirilmiştir. Silindirler V şeklinde düzenlenebildiği gibi, birbirine paralel yan yana da olabilir. Çalışma maddesinin bir çevrim oluşturacak biçimde soğuk ve sıcak silindirler arasında sirkülasyon yapmasını sağlamak için pistonlar birbirine göre 90°'lik faz farkı ile hareket ettirilmektedir. Bu faz farkı V tipi

motorlarda silindirlerin birbirlerine göre 90°'lik dik açı ile birleştirilmesi sayesinde gerçekleştirilmektedir. Eğer silindirler paralel olarak yerleştirilmişse, pistonlar krank milinde bulunan ve aralarında 90°'lik açı olan iki ayrı muylu ile hareket ettirilmektedir [11, 21, 22].

Şekil 2.2'de Alfa tipi bir Stirling motorunun temel parçaları ve çalışma prensibi şematik olarak gösterilmiştir. Her iki biyel kolu krank mili üzerinde bulunan tek bir kol muylusundan hareket almaktadır. Kol muylusu A noktasında iken sıcak silindirin pistonu ÜÖN'da bulunmakta olup aşağıya dönme pozisyonundadır. Soğuk silindirin pistonu ise silindirin ortalarında olup ÜÖN'ya doğru hareket etmektedir. Kol muylusu A noktasından B'ye geldiğinde soğuk silindirin pistonu ÜÖN'ya ulaşır. Sıcak silindirin pistonu ise silindirin ortasına gelir. Bu süreçte soğuk silindirdeki çalışma maddesi hacmi değişmemek şartıyla sıcak silindire aktarılmıştır. Geçiş esnasında rejeneratör ve ısıtıcıdan ısı alarak sıcaklığını yükseltmiştir. Sonuç olarak bu işlem sabit hacimde durum değiştirme işlemidir.



Şekil 2.2. Alfa tipi motorun temel parçaları ve çalışma prensibi

Kol muylusu B noktasından C'ye giderken her iki piston aşağıya doğru hareket eder. Kol muylusu C'ye geldiğinde çalışma maddesinin çoğunluğu sıcak silindirde, bir miktarı da soğuk silindirde bulunmaktadır. Bu işlem esnasında çalışma maddesinin çoğunluğu sıcak silindirde genişlediğinden sıcak silindirin cidarlarından ısı olarak sıcaklığını korumaya çalışır. Bu sebeple bu işlem sabit sıcaklık altında genişleme kabul edilmektedir.

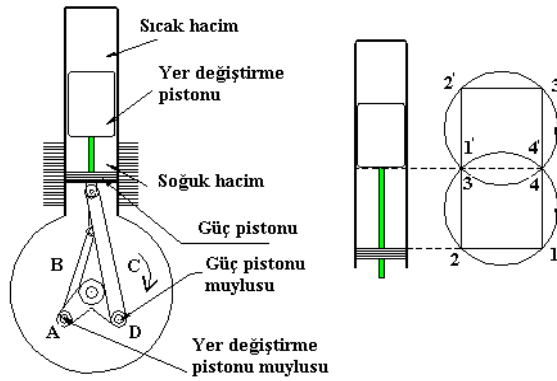
Kol muylusu C noktasından D'ye giderken soğuk silindirin pistonu AÖN'ya doğru, sıcak silindirin pistonu ise ÜÖN'ya doğru hareket etmektedir. Bu işlem esnasında iki silindirin toplam hacmi değişmemektedir. Sıcak silindirdeki hacim azalması kadar soğuk silindirde hacim genişlemesi olmaktadır. Kol muylusu D noktasına ulaştığında sıcak silindirde bulunan çalışma maddesinin yarısı hacim değişmemek şartıyla soğuk silindire aktarılmaktadır. Sonuç olarak kol muylusunun C'den D'ye hareketi sabit hacimde soğutma işlemini gerçekleştirmektedir.

Kol muylusu D noktasından A'ya giderken her iki pistonda ÜÖN'ya doğru hareket etmektedir. Kol muylusu A'ya ulaştığında sıcak silindirin hacmi sıfır olmakta, soğuk silindirin hacmi de yarıya düşmektedir. Çalışma maddesinin hemen hemen tamamı soğuk silindir içerisinde sıkıştırıldığından, soğuk silindirin cidarlarına ısı vererek sabit sıcaklıkta durum değişimi sağlanmaktadır. Kol muylusu A noktasına vardığında çevrim tamamlanmış olmaktadır [11, 16, 21].

#### *Beta tipi motorlar*

Şekil 2.3'te Beta ( $\beta$ ) tipi bir Stirling motorun şematik resmi görülmektedir. Beta tipi motorlarda çevrim, aynı silindir içerisinde çalışan bir piston ve bir yer değiştirme pistonu tarafından gerçekleştirilmektedir. Yer değiştirme pistonun kuyruğu güç pistonunun ortasından geçmektedir. Soğuk hacim güç pistonu ile yer değiştirme pistonu arasında, sıcak hacim ise yer değiştirme pistonunun üst tarafında bulunmaktadır. Sıcak hacmin güç pistonu ile yer değiştirme pistonu arasında, soğuk hacmin yer değiştirme pistonunun üst tarafında bulunduğu motor tipleri de görülmektedir. Burada motorun çalışması açıklanırken birinci hal göz önünde bulundurulacaktır. Yer değiştirme pistonu ile silindiri arasında kalan boşluk aynı zamanda rejeneratör görevi de yapmaktadır.

Piston ve yer değiştirme pistonunun Şekil 2.3'te görülen pozisyonu sabit hacimde soğutma işleminin başlangıcıdır. Güç pistonu ve yer değiştirme pistonunun her ikisi birden AÖN civarında bulunmaktadır.



Şekil 2.3. Beta tipi motorun şematik resmi ve çalışma prensibi

Yer değiştirme pistonu AÖN'dan uzaklaşma, güç pistonu AÖN civarında sabit kalma pozisyonundadır. Çalışma maddesinin yarısı soğuk hacimde yarısı sıcak hacimde bulunmaktadır. Yer değiştirme pistonu muylusu A noktasından B noktasına gelirken güç pistonu yerinde kalacaktır. Yer değiştirme pistonu muylusu B noktasına geldiğinde yer değiştirme pistonu ile piston arasındaki soğuk hacim maksimum değerine ulaşacak, sıcak hacim ise sıfır veya minimum değerinde olacaktır. Bu durumda çalışma maddesinin tamamı soğuk hacimde bulunmaktadır. Yer değiştirme pistonu muylusunun A noktasından B noktasına hareketi esnasında çalışma maddesinin işgal ettiği toplam hacim sabit kaldığından bu süreç sabit hacimde soğutma işlemidir. Bu işlemin sonunda güç pistonunun tepesi ve yer değiştirme pistonunun eteği Şekil 2.3'te görülen 2 noktasına gelmektedir.

Yer değiştirme pistonu muylusu B noktasından C noktasına giderken yer değiştirme pistonu ÜÖN civarında sabit kalacak, güç pistonu AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareket edecektir. Bu hareket esnasında çalışma maddesinin hemen hemen tamamı yer değiştirme pistonu ile güç pistonunun arasındaki soğuk hacimde sıkıştırma işlemine tabi tutulacaktır. İşlem esnasında çalışm maddesinden soğuk cidarlara ısı akışı olduğu için bu işlemin sabit sıcaklıkta gerçekleştiği kabul edilmektedir. Bu işlemin sonucunda yer değiştirme pistonunun eteği ve güç pistonunun tepesi 3 noktasında bulunmaktadır. Yer değiştirme pistonunun eteği ile güç pistonunun tepesi arasındaki mesafe yer değiştirme pistonu kursunun yarısından fazladır.

Yer değiştirme pistonu muylusu C noktasından D'ye giderken güç pistonu ÜÖN civarında sabit kalacak, yer değiştirme pistonu ÜÖN'dan AÖN'ya doğru kendi kursunun yarısından fazla hareket edecektir. Bu hareket esnasında çalışma maddesinin işgal ettiği toplam hacim sabit kalmaktadır. Bu işlem esnasında soğuk hacimde bulunan çalışma maddesi sıcak hacme geçecektir. Çalışma maddesi bu işlemde sabit hacimde ısıtılmaktadır. İşlemin neticesinde güç pistonunun tepesi ile yer değiştirme pistonunun eteği arasında birbirine temas etmeyecek kadar küçük bir boşluk kalacaktır. Yer değiştirme pistonu muylusu D noktasına geldiğinde yer değiştirme pistonunun eteği ve güç pistonunun tepesi 4 noktasında olacaktır. Güç pistonu ve yer değiştirme pistonunun bu pozisyonunda çalışma maddesinin hemen-hemen tamamı sıcak hacimde sıkıştırılmış, yüksek basınç ve sıcaklıkta iş yapmaya hazır bulunmaktadır [11, 22].

Yer değiştirme pistonu muylusu D noktasından A noktasına giderken yer değiştirme pistonu AÖN civarında sabit kalacak, güç pistonu kendi kursunun yarısından fazla AÖN'ya doğru hareket ederek iş zamanının gerçekleştirecektir. Bu işlemin sonunda çevrim tamamlanmaktadır.

#### *Gama tipi motorlar*

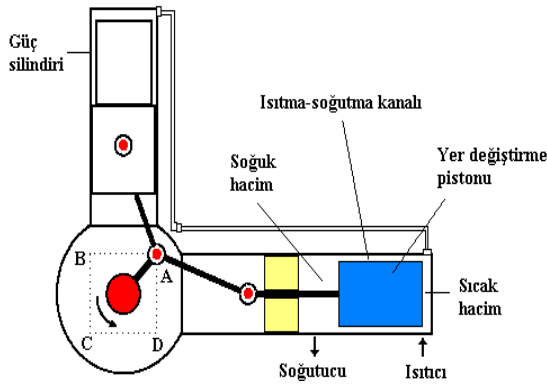
Gama ( $\gamma$ ) tipi motorlarda iki silindir vardır. Birinci silindir çalışma maddesinin genişleme ve sıkıştırılmasını sağlar. İkinci silindir yer değiştirme pistonu tarafından çalışma maddesinin ısıtılmasını ve soğutulmasını sağlar. Rejeneratör silindir içine veya dışına yerleştirilebilir.

Şekil 2.4'te görüldüğü gibi krank milinin 360 derecelik hareketi 4 eşit kısma ayrılarak motorun termodinamik süreçleri tanımlanabilir.

Biyel muylusu A noktasında iken hem güç pistonu hem de yer değiştirme pistonu ÜÖN civarında olup, güç pistonu ÜÖN'ya yaklaşmakta, yer değiştirme pistonu ise ÜÖN'dan uzaklaşmaktadır. Çalışma maddesinin tamamı soğuk hacimde olup çevre sıcaklığının biraz üstünde bir sıcaklığa sahiptir. Biyel muylusu A noktasından B

noktasına giderken güç pistonu ÜÖN'ya varacak ve tekrar eski yerine dönecektir. Bu sebeple güç pistonunun ÜÖN'da sabit kaldığı kabul edilebilir. Yer değiştirme pistonu ise aşağıya doğru hareket ederek krank çapına yakın bir yol kat edip, soğuk hacimde bulunan çalışma maddesini sıcak hacme aktaracaktır. Bu işlem esnasında çalışma maddesi yer değiştirme pistonu ile silindiri arasında bulunan ısıtma-soğutma kanalından geçerken kanalın cidarlarından ısı alarak sıcaklığını yükseltir.

Yer değiştirme pistonu milinin hacmi göz ardı edilirse, işlem esnasında soğuk hacim daralırken sıcak hacim aynı miktarda genişlemektedir. Bu sebeple bu işlem çalışma maddesinin sabit hacimde ısıtıldığı kabul edilmektedir. Biyel muylusu B noktasına ulaştığında çalışma maddesinin tamamı sıcak hacimde toplanmış olup basınç ve sıcaklık maksimumdur.



Şekil 2.4. Gama tipi motorun çalışma prensibi

Biyel muylusu B noktasından C noktasına giderken, yer değiştirme pistonu bulunduğu yerden AÖN'ya varıp tekrar bulunduğu yere gelecektir. Bu sebeple yer değiştirme pistonunun AÖN'da sabit kaldığı kabul edilmektedir. Güç pistonu ise AÖN'ya doğru krank çapına yakın bir mesafe kat ederek iş zamanını gerçekleştirir. İşlem esnasında çalışma maddesi hem genişleyerek iş yapmakta hem de ısıtma-soğutma kanalından geçerken ısı almaktadır. Bu işlemde çalışma maddesinin sıcaklığının sabit kaldığı kabul edilmektedir. Biyel muylusu C noktasına vardığında çalışma maddesinin yarısı sıcak hacimde diğer yarısı güç silindirinde bulunmaktadır. Çalışma maddesinin tamamının sıcaklığı sıcak kaynak sıcaklığına yakındır.

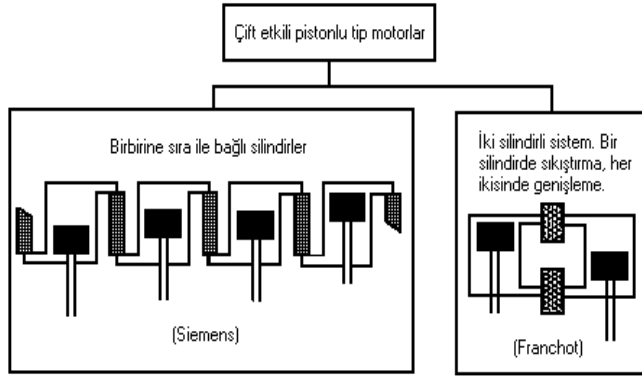
Biyel muylusu C noktasından D noktasına doğru giderken, güç pistonu AÖN civarında sabit kabul edilebilir. Yer değiştirme pistonu ise AÖN'dan ÜÖN'ya doğru krank çapına yakın bir yol kat ederek sıcak hacimdeki çalışma maddesini soğuk hacme süpürür. Bu işlem çalışma maddesinin sabit hacimde soğutulmasıdır. Biyel kolu D noktasına vardığında çalışma maddesinin çoğunluğu soğuk hacimde, geri kalanı da güç silindirinde bulunmaktadır. Çalışma maddesinin basıncı minimum seviyesindedir. Soğuk hacimde bulunan çalışma maddesinin sıcaklığı çevre sıcaklığının biraz üzerinde, güç silindirinde bulunan çalışma maddesinin sıcaklığı da sıcak kaynak sıcaklığının biraz aşağısındadır.

Biyel muylusu D noktasından A noktasına giderken yer değiştirme pistonunun ÜÖN civarında sabit kaldığı kabul edilebilir. Güç pistonu ise AÖN'dan ÜÖN'ya doğru krank çapına eşit bir yol kat ederek önünde bulunan çalışma maddesini sıcak hacim üzerinden soğuk hacme aktarır. Bu işlemde çalışma maddesi bir taraftan sıkıştırılırken bir taraftan da ısıtma-soğutma kanaldan geçerken kanalın cidarlarına ısı bırakmaktadır. İşlem çalışma maddesinin sabit sıcaklıkta ısı vermesi kabul edilmektedir. Biyel muylusu A noktasına vardığında çevrim tamamlanmış olmaktadır [9-11].

#### Çift etkili stirling motorları

Çift etkili Stirling motorlarında, motorun düzenlemesi bir silindirin genişleme hacmi ile diğer bir silindirin sıkıştırma hacmi arasına ısı değiştirgeçleri yerleştirmek suretiyle gerçekleştirilmiştir. Burada Stirling motoru sayısı ile silindir sayısı birbirine eşittir. Bu motorların en büyük avantajı, tek etkili Stirling motorlarının yarısı kadar parçaya sahip olmalarıdır. Şekil 2.5'te çift etkili Stirling motorlarına ait değişik düzenlemeler görülmektedir [11].





Şekil 2.5. Çift etkili Stirling motorları

### 2.1.3. Stirling motorlarının avantaj ve dezavantajları

#### Avantajları

- Stirling motorları gaz, sıvı ya da katı her türlü yakıtı ve ısı kaynağını kullanabilir. Güneş enerjisi veya nükleer enerji ile de çalışabilir.
- Stirling motorları gürültüsüz ve titreşimsiz çalışır. Sisteme ısı sürülmesi sürekli olduğu için gürültü yok denilecek kadar azdır. Basınç değişimlerinin sinüzoidal olması, emme ve egzoz supapları gibi mekanik parçaların olmayışı, gürültüyü azaltıcı, bakımı ve montajı kolaylaştırıcı etkenlerdir.
- İçten yanmalı motorlarla kıyaslandığında termik verim daha yüksektir.
- Isı sürülmesi motor çalışmaya başlamadan gerçekleştiği için ilk hareket kolaylığı sağlamaktadır.
- Uzun ömürlüdür. Çünkü dıştan ısı verme sebebiyle yanma ile oluşan kirlenmelerin olmayışı aşınmayı en aza indirir. Ayrıca içten yanmalı motorlarda olduğu gibi yanma basıncı hareketli parçalara temas etmemektedir.
- Az bakım gerektirir, çünkü ateşleme ve enjeksiyon sistemleri ile supap gibi yardımcı parçalara ihtiyaç duyulmamaktadır.
- Yardımcı sistemlerin ve hareketli parça sayısının az olması sebebiyle içten yanmalı motorlara oranla maliyeti daha ucuzdur. Ayrıca imalat, bakım ve onarımı ucuz, kolay ve çabuktur [23].

- Yağlama yağının soğutma özelliği olmadığı için içten yanmalı motorlardaki gibi ısı kaybı olmaz. Ayrıca yağ sarfiyatı daha az ve yağ değişim aralığı daha uzundur.
- Dıştan yanma sebebiyle NO<sub>x</sub>, CO, yanmamış HC ve partikül emisyonları daha az ve kontrollüdür [12, 24].
- Stirling motorları temel olarak bir genişleme hacmi, bir sıkıştırma hacmi ile ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratörden meydana geldiği için çok değişik mekanik düzenlemelerde imal edilebilir.

### Dezavantajları

- Stirling motorları girişte ve çıkışta çalışma akışkanı içeren ısı eşanjörü gerektirir. Bu yakıt ekonomisinin sağlanması ve verimlilik optimizasyonu düşünülerek tasarım yapıldığında motorun maliyetini artırır.
- Stirling motoru, özellikle de küçük sıcaklık farkları ile çalışanlar, ısı eşanjörü nedeni ile oluşturdukları gücün önemli bir kısmını kaybeder.
- Termal verimi maksimize etmek için soğutucu sıcaklığı mümkün olduğu kadar düşük tutulur, bu yüzden harcanan ısının kaybedilmesi güçlük yaratır. Bu sebep Stirling motorunun otomotiv sektöründe yaygınlaşamamasının faktörlerinden biridir.(Gerekli ısı ısıtma sisteminin yeterince motora kombine ve küçük ölçüde olamayışı)
- Düz Stirling motoru çabuk olarak devreye giremez; sıcaklığın iyice yükselmesi gereklidir. Bu tüm dıştan yanmalı motorlar için geçerlidir fakat diğer dıştan yanmalı motorların ısınma zamanı Stirling motorununkinden kısadır.
- Güç çıkışı, sabittir ve bir seviyeden diğerine geçmesi çabuk olarak mümkün olmaz.
- Hidrojenin düşük moleküler ağırlığı, onu Stirling motoru için en iyi çalışma gazı yapar. Fakat bu küçük moleküller, motor içinde muhafaza zorluğu ve ilave yardımcı sistemler gerektirir [24].

#### 2.1.4. Stirling motorlarının kullanım alanları

- Otomotiv uygulamaları
- Güneş uygulamaları
- Denizaltı güç sistemleri
- Basınç makineleri
- Soğutma makineleri
- Elektrik jeneratörleri
- Yardımcı güç motorları
- Nükleer güç istasyonları
- Suni kalp
- Fırın aksesuarları
- Hidrolik pompalar
- Askeri sistemler
- Uzay araçları [25].

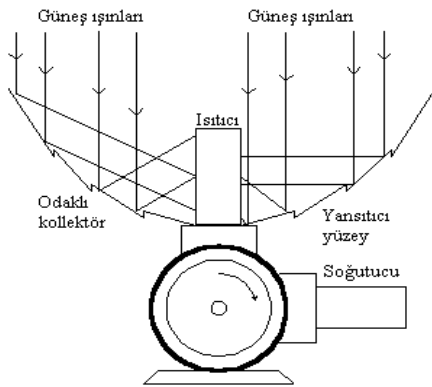
#### Stirling motorlarının otomotiv uygulamaları

Stirling motorunun otomotive uygulanması General Motors tarafından 1960 ortalarında gerçekleştirilmiştir. Bunu Siemens çift etkili Stirling motoru takip etmiştir. General motors Stirling motor çalışmalarına 1970 yılında son vermeden önce 4 silindirli bir otobüs motoru yapmıştır. 1968'de Philips firması otobüslerde kullanılmak üzere 4-235 tip Stirling motorunu geliştirmiş ve bu motorları DAF ve MAN otobüslerde kullanmıştır. Bu motor, 4 silindirli, silindir çapı 8,25 cm, kursu 5 cm, ortalama basıncı  $21,6 \text{ MN/m}^2$ , dakikada 3 000 devir yapabilen 147 kW gücünde Rhombich sürücü mekanizmalı ve termal enerji depolamalı bir motordur. United Stirling Siemens çift etkili motoru geliştirerek Ford otomobilde, Ford Taunus Station'da ve dağıtım araçlarında kullanmıştır. 1973 yılında Philips ve Ford ortaklaşa yaptıkları Siemens çift etkili, 4-215 tip motor, 3 vitesli ve otomatik transmisyona sahipti. 125 kW gücündeki 4 silindirli bu motorları Ford Torino' lar da denemiştir.

Bu motorun 60–73 kW arası güçlerdeki değişik konfigürasyonları Philips firması tarafından üretilmiştir [26].

### Stirling motorlarının güneş enerjisi uygulamaları

Güneşten gelen direk güneş ışınları bir toplayıcı ile Stirling motorunun ısıtıcısına odaklanarak ısıtıcıdan geçen çalışma gazının ısıtılması sağlanır. Şekil 2.6’da odaklamalı güneş kollektörü ve Stirling motoru uygulaması görülmektedir. William Beale tarafından serbest pistonlu Stirling motorunun yapılması ile özellikle güneş enerjisi uygulamalarında önemli gelişmeler kaydedilmiştir. Güneş enerjisi kollektör tarafından toplanarak Stirling motoru ısıtıcısına verilir. Burada ısı enerjisi doğrudan Stirling motoru ısıtıcısına aktarılabileceği gibi güneş ışınları bir kaynama hücresine odaklanarak buradaki bir sıvı metal ile (genellikle potasyum ya da sodyum) ısı enerjisi ısıtıcı borularına aktarılabilir.



Şekil 2.6. Prototip Stirling motoru ve güneş kollektörü

Stirling programı çerçevesinde Stirling motoru için tasarlanan ve yapılan tam parabolik kollektör düzlem parça aynalardan oluşmuş ve güneş enerjisini çizgisel olarak ısıtıcı üzerine odaklamaktadır. Kollektörün gövdesi fiberden yapılmış olup, gövdeyi kuvvetlendirmek amacıyla içerisine demir çubuktan yapılmış kafes yerleştirilmiştir. Yapılan araştırmada bu çaplı bir ayna yapma imkânı bulunmadığından güneş ışınlarının toplanması için düzlem parça aynalar kullanılmıştır [26].

### Stirling motorlarının denizaltı güç sistemleri uygulamaları

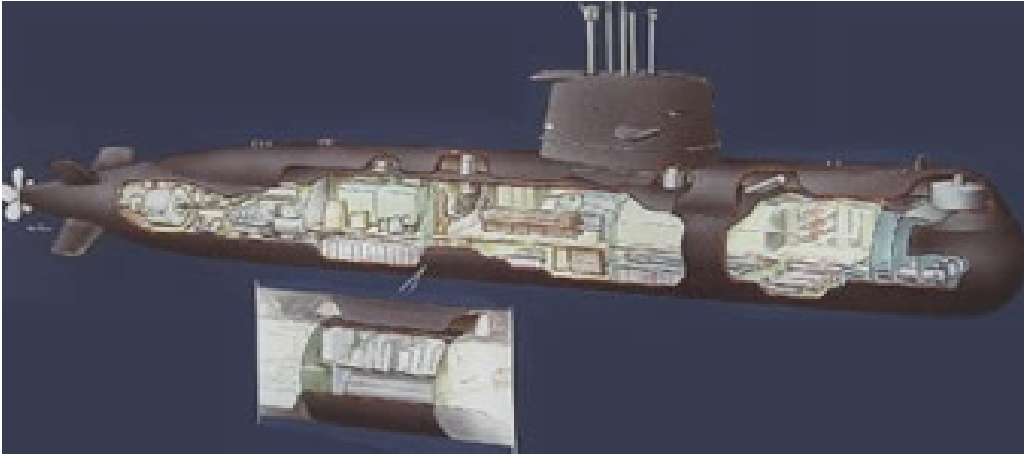
Denizaltı güç sistemlerinde Stirling motoru ilk kez İsveç'in Kockums şirketi tarafından 1980'lerin ortalarında 500 tonluk bir Fransız sivil araştırma denizaltısına yerleştirilmiştir. Saga adlı bu denizaltı 600m derinliğe dalabiliyordu ve içindeki Stirling motoru da 450 metreye kadar olan derinliklerde güç üretebiliyordu.

Nükleer sonrası dönemdeki modern konvansiyonel askeri denizaltı tarihinde ilk olarak kullanıma giren ve kendini ispatlayan HBT sistemi 2 x 75 kW'lık V4-275 adlı bir Stirling sistemidir (Resim 2.1). V4-275 motorlarının ilki 1988 senesinde Näcken adlı denizaltının ikiye kesilip, ayrıca inşa edilen 8m'lik HBT modülünün iki parçanın arasına eklenmesiyle hizmete girmiştir [27].

Bu sistem denizaltıda ilave olarak depolanan sıvı oksijeni ve mevcut dizel yakıtını (düşük sülfür içeren ve ligroin olarak adlandırılan özel bir yakıt kullanılır) bir yanma odasında ve basınç altında yakarak üretilen ısı ile stirling motorlarına bağlı alternatörler üzerinden mekanik enerjiyi elektriğe çevirir ve bu elektrik doğrudan ana elektrik motorunu çalıştırmak için veya aküleri doldurmak için kullanılır. Yanma odasının basıncı denizaltının bulunduğu derinlikteki hidrostatik basınçtan daha yüksek olacak şekilde ayarlanır böylece yanma ürünlerinin deniz suyunda çözünerek denizaltı dışına bir sıkıştırıcı vs. kullanmadan atılabilmesi mümkün olur. İsveç donanması V4-275'den memnun kalınca daha sonra inşa edilen 3 adet 1 500 tonluk Gotland sınıfı gemide de bu HBT sistemi kullanılmıştır (Resim 2.2). Preveze sınıfı gemilerimize benzer boyutlardaki Gotland sınıfı denizaltıların 150 kW'lık Stirling sistemiyle 5 nat süratle sualtında 14 gün devamlı seyir yapabildiği söylenmektedir.



Resim 2.1. Denizaltı güç sistemlerinde kullanılan V4-275 Stirling motoru



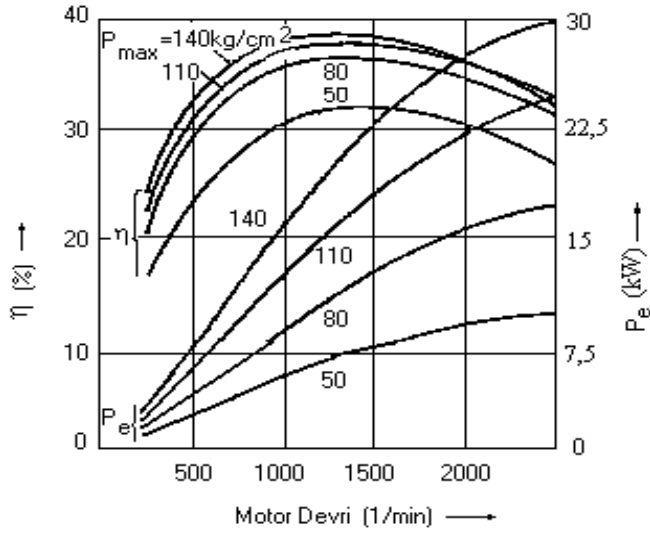
Resim 2.2. Gotland sınıfı denizaltının kesiti ve Stirling (HBT) motorunun konumu

### 2.1.5. Stirling motorlarında çalışma karakteristikleri

#### Güç ve motor verimi

Stirling motorlarında motor gücü ile termik verimin motor devri ile değişimi Şekil 2.7'de verilmiştir. Tek silindirli Philips Stirling motoruna ait bu grafikte farklı şarj basınçlarında motor gücü ile motor veriminin devir ile doğrusal bir değişim gösterdiği görülmektedir. Motorun çalışma maddesi hidrojen ve maksimum gücü 40 kW civarındadır. Motor devri 1 500 d/d civarında maksimum olmakta ve bu devirden

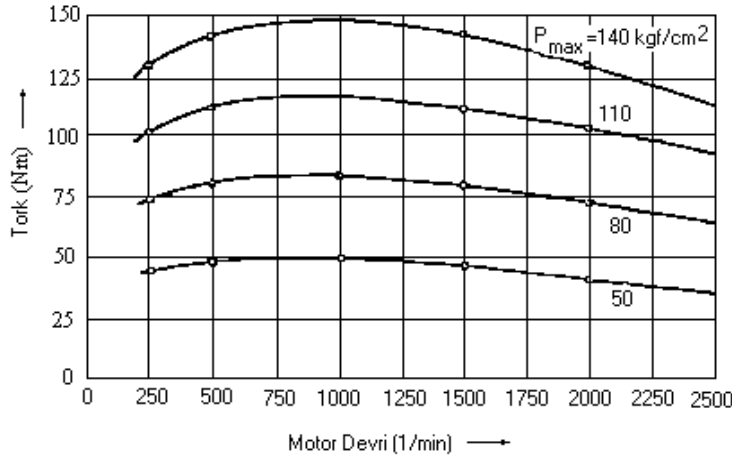
sonra biraz düşüş gösterdiği, buna karşılık motor gücünün sürekli arttığı görülmektedir [30].



Şekil 2.7. Tek silindri bir Stirling motorunda motor gücü ve termik verimin motor devri ile değişimi

### Motor torku ve devri

Stirling motorlarında motor torku motor devri ile çok az bir değişim göstermektedir. Motor torkunun devir ile çok az bir değişim göstermesi özellikle otomotiv uygulamaları için çok uygundur. Düşük hızlarda yüksek motor torku ivmelenme için arzu edilen bir özelliktir, bu özellik çok basit transmisyon sistemlerinin kullanılmasına müsaide eder. Şekil 2.8'de Philips Stirling motoruna ait tork-devir ilişkisini gösteren bir grafik verilmiştir [25].

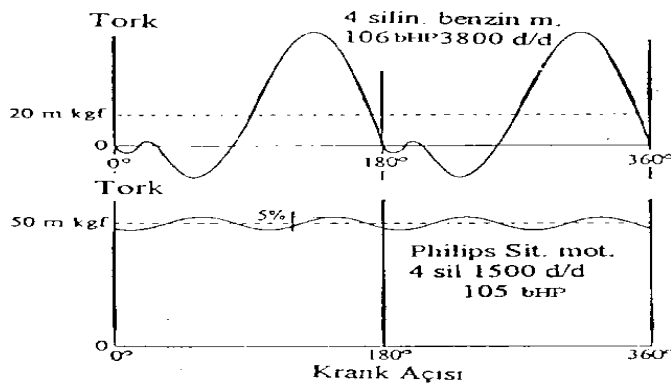


Şekil 2.8. Stirling motorlarında motor torku motor devri değişimi

### Periyodik tork değişimi

Stirling motoru düzgün tork değişiminin yanında uygun periyodik tork karakteristiğine sahiptir. Stirling motorunda tork, aynı güçteki içten yanmalı motora göre çok daha az değişim gösterir. 4 silindirli buji ile ateşlemeli motor ile 4 silindirli Philips Stirling motoruna ait tork değişimi Şekil 2.9'da gösterilmiştir.

Benzin motorunun gücü 106 HP ve motor devri 3 800 d/d, Philips Stirling motorunun gücü 105 HP ve motor devri 1 500 d/d iken alınan diyagramlar motorun bir devri için karşılaştırılmıştır. Şekil 2.10'da görüldüğü gibi Philips Stirling motorunda tork değişimi % 5' tir [25].

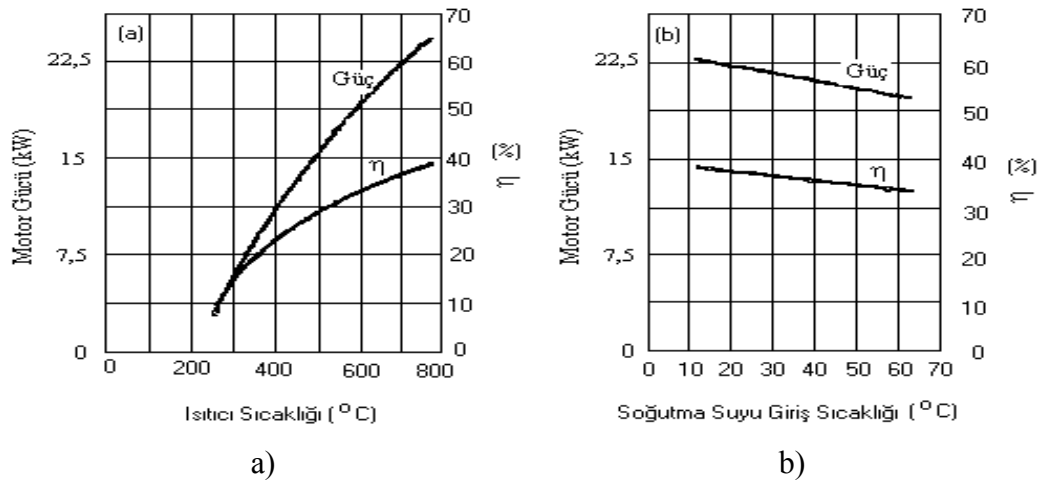


Şekil 2.9. İçten yanmalı ve Stirling motorlarında periyodik tork değişim diyagramı



### Isıtıcı ve soğutucu sıcaklıkları

Şekil 2.10'da altı kenar hareket mekanizmalı bir motorda ısıtıcı ve soğutucu sıcaklığının bir fonksiyonu olarak, motor çıkış gücü ve verimin sıcaklığa göre değişimi verilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı gibi ısıtıcı sıcaklığının artması ile hem termik verim hem de motor gücünün arttığı, aynı zamanda soğutucu akışkanın giriş sıcaklığının azalması ile yine verimde ve güçte benzer artışlar olduğu görülmektedir [28].



Şekil 2.10. Motor çıkış gücü ve verimin sıcaklığa göre değişimi, a) Isıtıcı sıcaklığına göre, b) Soğutma suyu giriş sıcaklığına göre [34]

### Ölü hacim

Teorik çevrim üzerinde yapılan ilk gerçek düzenleme bütün çalışma maddesinin aynı şartlarda, aynı yer ve zamanda bulunmasının imkânsızlığıdır.

Stirling motorlarında piston hareketi sürekli olmasa bile rejeneratör ve diğer ısı değiştiricilerinde bir miktar ölü hacim olmak zorundadır. Çalışma maddesi soğuk bölgeden sıcak bölgeye doğru hareket ederken bu bölgedeki bir miktar çalışma maddesi kalarak basınç azalmasına ve birim çalışma maddesi başına elde edilen güç çıkışının azalmasına neden olur.

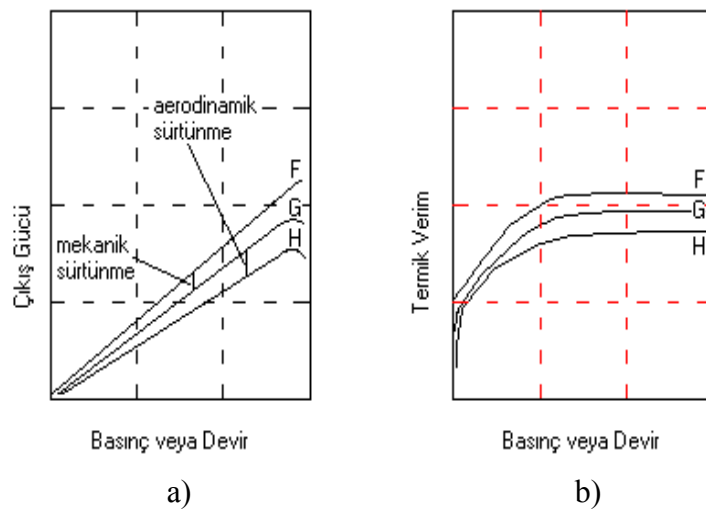
Burada önemli olan, ölü hacmin artması ile ısı değıştircilerindeki akış kayıplarının azalması ve ısı transferi yüzey alanının artmasıdır [11, 21].

### Sürtünme kayıpları

Stirling motorlarında sürtünme kayıpları, mekanik ve aerodinamik sürtünme kayıpları olarak ikiye ayrılır.

Mekanik sürtünme piston, segman, yataklar, yağ pompası ve benzeri yerlerden meydana gelir. Motor devri ve çalışma basıncı arttıkça mekanik sürtünme kayıpları artar. Şekil 2.11'de görüldüğü gibi mekanik sürtünme (G çizgisi), motor çıkış gücü ve termik verimi azaltır.

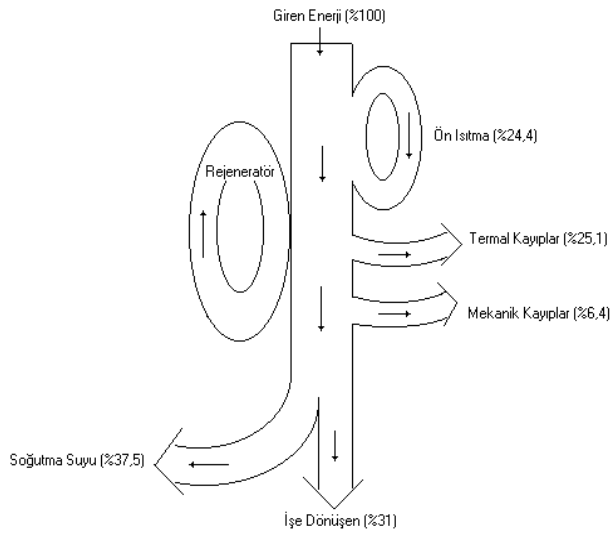
Aerodinamik sürtünme kayıpları ise, çalışma maddesi, ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucudan geçerken oluşur. Sıkıştırma ve genişleme bölgeleri arasındaki basınç farkı, genişleme bölgesinde basınç değışiminin azalmasına neden olur. Bunun sonucunda net çevrim işi düşer. Basınç düşmesi akışkanın yoğunluğu ve hızının karesinin bir fonksiyonudur. Aerodinamik sürtünme kayıpları Şekil 2.11'de H çizgisi ile gösterilmiştir [11].



Şekil 2.11. Sürtünme kayıplarının motor performansına etkisi, a) Motor çıkış gücüne, b) Termik verime [11]

### Enerji dağılımı

Stirling motoruna ait Sankey diyagramı Şekil 2.12’de verilmiştir. Diyagramın üst kısmında başlangıçta sisteme giren enerji % 100 olarak verilmiştir. Egzoz gazı resirkülasyonu ile elde edilen enerji girişi % 43 olarak ilave edilmiştir. Isınan egzoz gazı ile dışarı atılan enerji miktarı % 25,1, soğutma suyu ile % 37,5 ve mekanik kayıplar ile % 6,4’lük bir enerji dışarı atılmaktadır. Motor çıkış milinde toplam enerjinin % 31’i işe dönüşmektedir. Burada önemli bir nokta rejeneratörde sisteme sürülen enerjinin dört katından fazla yani çok yüksek oranda enerji akışı olmasıdır [11, 29].



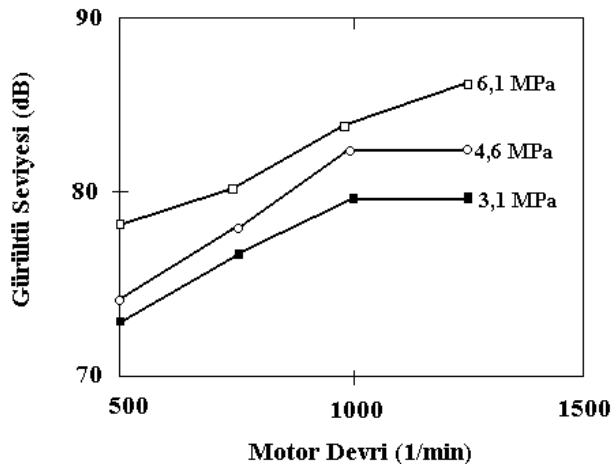
Şekil 2.12. Stirling motorunun enerji dağılımı [11]

### Gürültü

Stirling motorları çalışırken çok az bir gürültü ortaya çıkar. İçten yanmalı motorlarla karşılaştırıldığında, bu en fazla avantaj sağlayan özelliklerden biridir. Stirling motorlarında sübapların olmaması, basınç değişiminin sinüzoidal olması, motor içerisinde aralıklı ve şiddetli çarpmaya maruz kalan parçaların olmaması, ısı verme işleminin sürekli olması gibi sebepler gürültüyü azaltan etkenlerdir. Stirling motorlarında gürültü soğutma için kullanılan fan ve yardımcı dişli gibi elemanlardan

ortaya çıkabilir. Bu sebeple, Stirling motorları askeri amaçlı uygulamalardan, çim biçme makinelerine, motosiklet, büyük lokomotif ve ağır traktör motorlarına kadar her alanda tercih sebebi olmaktadır [11].

Toshiba Laboratuvarlarında çalışma maddesi helyum olan 3 kW'lık bir Stirling motorunda üç farklı şarj basıncında ölçülen gürültü seviyeleri Şekil 2.13'te görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi gürültü seviyesi şarj basıncına ve motor devrine bağlı olarak artmaktadır [30].



Şekil 2.13. Motor devri ve şarj basıncına bağlı olarak gürültü seviyesi değişimi

Amerikan ordusu tarafından 3 kW'lık GM tip tek silindri Stirling motoru ve aynı güçte benzer formda bir içten yanmalı motorun bütün işletme şartlarında gürültü ölçümü yapılmış ve ölçüm sonucunda gürültü seviyesi 21 db daha düşük çıkmıştır [31]. Ayrıca Philips otobüsleri ile yapılan gürültü testleri, yolcu taşıtlarından 10 – 15 db daha düşük gürültü seviyesi elde edildiğini göstermiştir [32].

### 2.1.6. Stirling motorlarında kullanılan çalışma maddeleri

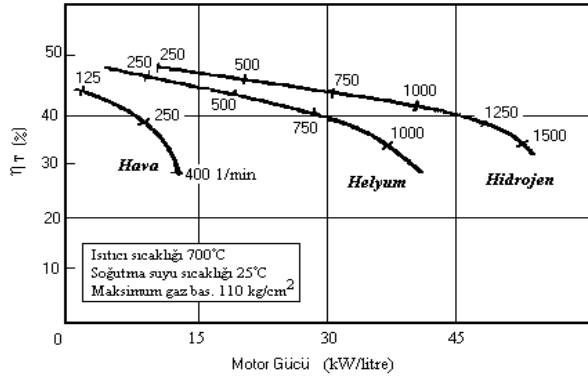
Stirling motorlarında farklı çalışma maddeleri kullanılabilir. Bu çalışma maddeleri ısı transferi ve sürtünme kayıpları bakımından çok önemlidir. Aynı

çalışma hacminde değişik çalışma maddeleri kullanılarak farklı güçlerin elde edilebileceği bilinmektedir.

Stirling motorlarında kullanılan çalışma maddelerinden hava, helyum ve hidrojen en çok üzerinde durulanlardır. Bu çalışma maddelerinden hava serbest olarak bulunması, helyum ve hidrojen ise termodinamik karakteristikleri dolayısıyla önemlidir. Helyum ve hidrojenin ısı transfer hızı yüksektir. Motorun performansı açısından hidrojen helyuma göre daha iyi ve çok daha ucuz olmasına rağmen, hava veya oksijen bulunduğu çok çabuk yanar. Bu nedenle kapalı tip motorlarda kullanılması önerilmektedir.

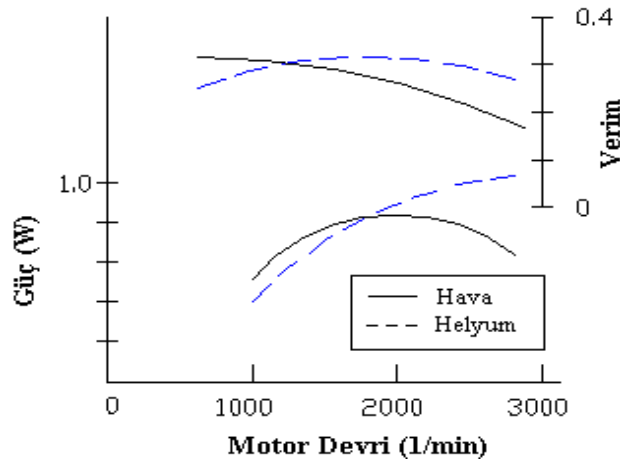
Çalışma maddesi olarak hava kullanılan motorlarda, hidrojen ve helyum kullanılan motorlara göre yüksek ısı ve kütle transfer hızlarına ulaşamaz. Bu makineler yapı olarak çok ağır motorlardır ve düşük özgül çıkış gücü ile düşük termik verime sahiptirler. Ancak çalışma maddesinin atmosferden kolaylıkla sağlanması sızdırmazlık ve malzeme problemlerini ortadan kaldırmakta ve bu da maliyeti oldukça düşürmektedir. Çalışma maddesi olarak hava kullanılan Stirling motorlarının bu düşük performansı ile içten yanmalı motorlarla otomotiv veya diğer uygulama alanlarında rekabet etmesi beklenemez. Ancak düşük güçlü ve yüksek güvenilirliği olan bu motorlar fosil veya radyoizotop yakıtları kullanarak çok uzun süre çalıştırılabilmektedir. Bu motorlar denizcilik veya meteorolojide elektrik güç jeneratörü olarak ve telekomünikasyonda kullanıma çok uygundur. Bunlara duyulan ihtiyaç her geçen gün artmaktadır [11, 33].

Şekil 2.14'te 165,5 kW'lık bir Stirling motorunda çalışma maddesi olarak hava, hidrojen ve helyum kullanılarak elde edilen performans eğrileri verilmiştir. Motorda ısıtıcı sıcaklığı 700 °C, soğutucu sıcaklığı 25 °C ve maksimum gaz basıncı 110 kg/cm<sup>2</sup>'dir. Şekilde motorun termik veriminin, farklı hızlarda ve farklı çalışma maddeleri (hava, hidrojen ve helyum) için özgül güce bağlı olduğu görülmektedir. Yüksek özgül güç ve yüksek hızlarda hidrojenin helyuma göre daha iyi olduğu görülmekte, çalışma maddesi olarak hava kullanıldığında ise 400 min<sup>-1</sup>'den sonra motor gücünün artmadığı görülmektedir [11, 33].



Şekil 2.14. Farklı çalışma maddelerinin Stirling motorunun performansına etkileri [11]

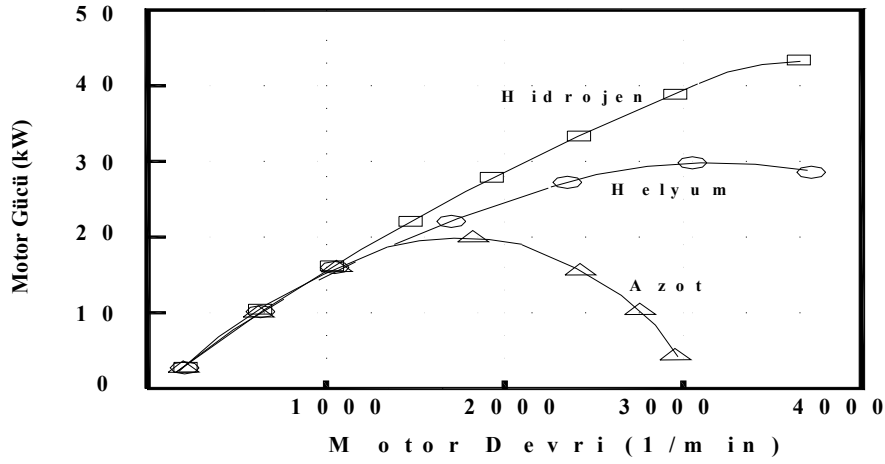
Şekil 2.15'te çalışma maddesi olarak helyum ve hava kullanılan bir motorda devre bağlı olarak güç ve verim değişimi görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi helyum ve hava arasında düşük motor devirlerinde güç ve verim değişimi çok azdır. Motor devri arttıkça helyumun güç ve verim eğrisinin havaya olan üstünlüğü artmaktadır. 3 000  $\text{min}^{-1}$ 'de güçte % 35 ve verimde % 9'luk bir fark görülmektedir [34, 35].



Şekil 2.15. Çalışma maddesi olarak helyum ve hava kullanılan bir Stirling motorunda güç ve verim ilişkisi [34]

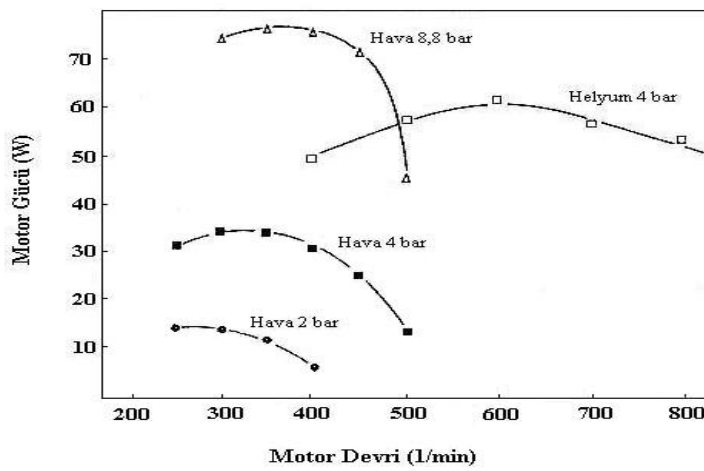
Şekil 2.16'da United Stirling P – 40 motorunda hidrojen, helyum ve azot kullanılarak yapılan deneylerde motor devrine bağlı olarak elde edilen güç değişimi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi düşük motor devirlerinde her üç çalışma maddesi ile elde

edilen güç eğrileri birbirine yakın iken özellikle 1 500  $\text{min}^{-1}$ 'den sonra en yüksek güç hidrojen ile elde edilmektedir [36].



Şekil 2.16. United Stirling P-40 motorunda farklı çalışma maddeleriyle elde edilen deney sonuçları [36]

Mansoor, vd. tarafından Villiers tip içten yanmalı bir motor gama tipi Stirling motoruna dönüştürülerek 1 kW gücünde elektrikli bir ısıtıcı yardımı ile 2,4 ve 8,8 bar şarj basıncında hava ve 4 bar şarj basıncında helyum ile yapılan deneylerde motor devrine bağlı olarak çıkış gücü değişimleri Şekil 2.17'de verilmiştir [37].



Şekil 2.17. Farklı çalışma maddeleriyle elde edilen devre bağlı güç değişimi

Motorun tasarım aşamasında çalışma maddesinin seçimi büyük önem taşımaktadır. Eğer yüksek hızlı ve yüksek performanslı bir motor yapılacaksa hidrojen veya helyum kullanılmalıdır. Motor alçak devirli ve performans açısından tolerans verilebilecekse basitlik ve maliyet açısından çalışma maddesi olarak hava kullanılabilir. Stirling motorlarında kullanılan hava, helyum ve hidrojene ait bazı termodinamik özellikler Çizelge 2.1 'de verilmiştir [38].

Çizelge 2.1. Hava, helyum ve hidrojene ait bazı termodinamik özellikler

Akışkan	$\rho$ ( $kg / m^3$ )	$C_p$ ( $kJ / kgK$ )	$C_v$ ( $kJ / kgK$ )	$\mu \cdot 10^7$ (Pa s)	$\nu \cdot 10^6$ ( $m^2 / s$ )	$k \cdot 10^3$ ( $W / mK$ )
Hava	1,1614	1,0035	0,7160	184,6	15,89	26,3
Helyum	0,1625	5,1926	3,1156	199	122	152
Hidrojen	0,08078	14,2091	10,0849	89,6	111	183

### 2.1.7. Stirling motorlarında kullanılan sızdırmazlık elemanları

Stirling motorlarında en büyük problemlerden biri şüphesiz sızdırmazlık problemidir. Belirli bir boyuttaki Stirling motorunun çıkış gücünü artırmak için en iyi yol, çalışma maddesinin basıncını artırmaktır. Yüksek çıkış gücüne sahip motorlarda helyum ve hidrojen gibi çalışma maddeleri hava veya karbondioksit oranla daha çok tercih edilmektedir. Bundan dolayı basınçlı çalışma maddesinin krank boşluğuna veya atmosfere kaçması önlenmelidir. Eğer krank muhafazasına basınçlı çalışma maddesi doldurulacaksa dinamik sızdırmazlık elemanlarının da kullanılması gerekmektedir. Eğer motor elektrik jeneratörü olarak kullanılacaksa jeneratör krank muhafazası içerisine yerleştirilerek sadece statik sızdırmazlık elemanlarının kullanılması yeterli olacaktır.

Bazı diğer firmalar da sızdırmazlık problemine alternatif elemanlar geliştirmişlerdir. United Stirling firması bu konuda büyük çaba sarf etmiş ve çok bölümlü kaymalı sızdırmazlık elemanlarını yapmıştır. Benzer bir çalışma Ford Motor tarafından Stirling Motoru çerçevesinde Siemens çift etkili motorlarında kullanılmak üzere



sızdırmazlık elemanları yapılmıştır. Bu program NASA Lewis Araştırma Merkezi tarafından desteklenmiştir.

## **2.2. Soğutma ve Soğutma Sistemleri**

### **2.2.1. Soğutma**

Bir maddenin veya ortamın sıcaklığını onu çevreleyen sıcaklığın altına indirmek ve orada muhafaza etmek üzere ısısının alınması işlemine soğutma denir.

Soğutma sistemi termodinamik kanunlar ışığında düşünüldüğünde kendiliğinden çalışması mümkün olmayan bir sistem olarak görülür. Çünkü ikinci kanun ısının her zaman yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa gerçekleşebileceğini, tersinin mümkün olmadığını ifade eder.

### **2.2.2. Soğutma sistemleri**

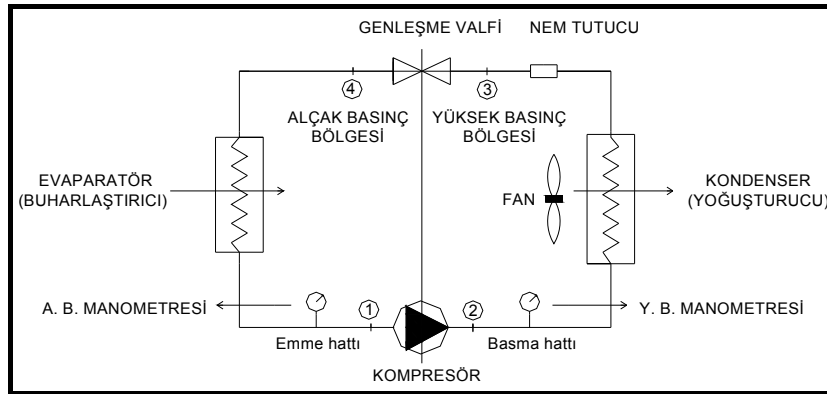
Günümüzde soğutulacak malzemeye, miktarına, soğutma yapılacak yere, istenilen sıcaklık değerine, vb. nedenlere bağlı olarak değişiklik gösteren soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Soğutma sistemlerinin yaygın olarak kullanılanları aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

- Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi,
- Ejektörlü Soğutma Sistemi,
- Hava Soğutma Çevrimi,
- Termoelektrik Soğutma,
- Vorteks Tüpü,
- Termoakustik soğutma,
- Kademeli (kaskad) soğutma sistemleri,
- Paramanyetik soğutma sistemi,
- Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri.

Tasarlanan ve imal edilen kompresörün performans deneyleri buhar sıkıştırımlı soğutma sistemiyle yapıldığı için buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine geniş yer verilmiştir.

### 2.2.3. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi ve termodinamik analizi

Günümüz soğutma sistemlerinde en çok kullanılanı buhar sıkıştırımlı soğutmadır. Bir miktar soğutkan çevrim sırasında yoğunlaştırılıyor ve buharlaştırılıyorsa buna “Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi” denir. Çevrim esnasındaki yoğunlaşma ile buharlaşma işlemleri sırasındaki basınçlara sırasıyla yoğunlaşma ( $P_K$ ), buharlaşma ( $P_E$ ) basıncı ve sıcaklıklara ise yoğunlaşma ( $T_K$ ), buharlaşma ( $T_E$ ) sıcaklıkları adı verilir. Şekil 2.18’de buharlı sıkıştırımlı soğutma düzeni görülmektedir.

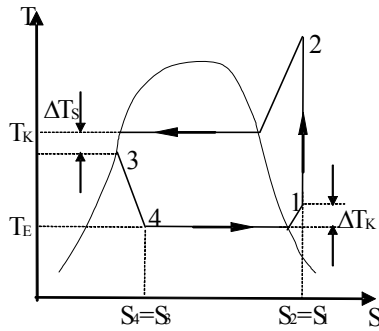


Şekil 2.18. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi

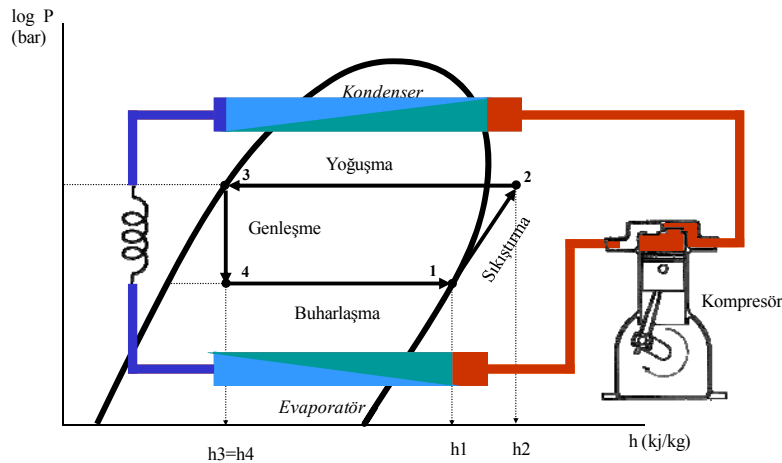
Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısı çekip, yüksek sıcaklıktaki bir ortama atılırken; soğutucu akışkanın basıncı kompresörde artar ve yoğunlaştırıcıda (kondenserde) yüksek sıcaklıkta ısı vererek ( $Q_K$ ) yoğunlaşır. Daha sonra sıvının basıncı buharlaştırıcıda (evaporatörde) düşüp ortamdan ısı çekerek ( $Q_E$ ) buharlaşır. Soğutucu akışkan sistemde dolaşır ve çevrim süresince devamlı faz değiştirir.

Şekil 2.19 ve Şekil 2.20’de buhar sıkıştırımlı çevrim önce T-S, sonra logP-h diyagramı üzerinde gösterilmiştir. Sıkıştırmanın bir kompresör yardımıyla, mekanik iş harcanarak yapılması halinde soğutma sistemine “Kompresörlü soğutma sistemi”

veya “Mekanik soğutma sistemi” adı verilir. Soğutma çevrimindeki sürtünmelerin, ısı aktarımındaki tersinmezliklerin, basınç kayıplarının ihmal edilmesi ve verimi artırıcı diğer tedbirlerin uygulanmamış olması nedeniyle şekilde gösterilen çevrim “basit” olarak nitelenebilir.



Şekil 2.19. Buharlı sıkıştırımlı çevrimin T-S diyagramı



Şekil 2.20. Buhar sıkıştırımlı çevrimin logP-h diyagramı ve üzerine soğutma elemanlarının yerleşimi

- 1 – 2 Kompresörle izantropik sıkıştırma
- 2 – 3 Kondenserde sabit basınçta yoğuşma gizli ısısının sistemden ortama atılması
- 3 – 4 Genleşme valfinde izantropik genişleme
- 4 – 1 Evaporatörde sabit basınçta buharlaşma gizli ısısının ortamdaki çekilmesi

Sistemin gerçek şartlardaki iş ve enerji alışverişleri ile sistem elemanlarının kapasite ve güçlerinin hesabında (log P-h) diyagramlarından faydalanılır. Enerji

denkliklerinden soğutma düzeninin parçalarının enerji ve iş alışverişleri, soğutkanın entalpileri kullanılarak aşağıdaki eşitlikler yardımıyla bulunabilir [39, 40].

Kompresör için gerekli iş;

$$W_c = \dot{m} \times (h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

Yoğunlaştırıcıdan dışarıya verilen ısı;

$$Q_K = \dot{m} \times (h_2 - h_3) \quad (2.2)$$

Buharlaştırıcıda çekilen ısı;

$$Q_E = \dot{m} \times (h_1 - h_4) \quad (2.3)$$

Bu bağıntılardaki “ $\dot{m}$ ” soğutkanın kütsel debisidir. Soğutma sistemlerinin hesabında soğutma gücü “ $Q_E$ ”, uygulama şartlarına göre belirlenir. İstenilen soğutma sıcaklığına yakın (10 °C daha düşük) soğutucu akışkan buharlaşma sıcaklığı ( $T_E$ ) ve çevre sıcaklığına yakın (10 °C daha yüksek) olacak şekilde soğutucu akışkan yoğunlaşma sıcaklığı ( $T_K$ ) belirlenir. Bu iki değer aynı zamanda sistem çalışma sıcaklık aralığıdır.

Sistem çalışma sıcaklık aralıkları belirlendikten sonra sistemde kullanılacak soğutucu akışkana ait (log P-h) diyagramı üzerinde çalışma çevrimi belirlenir. Sistem soğutma gücü “ $Q_E$ ” belirlendikten sonra soğutkan debisi “ $\dot{m}$ ” Eşitlik 2.3’den faydalanılarak aşağıdaki şekilde belirlenir.

$$\dot{m} = \frac{Q_E}{h_1 - h_4} \quad (2.4)$$

Soğutucu akışkanın debisi ve buharlaştırıcı girişindeki entalpi değeri ( $h_1$ ) bulunduktan sonra kompresör çıkışındaki entalpi “ $h_2$ ” değeri (logP-h) diyagramından

bulunabileceği gibi teorik olarak hesaplanabilir. Teorik hesap için önce aşağıdaki eşitlik ile kompresörün gücü belirlenebilir.

$$W = \frac{x}{x-1} P_E V_b \left[ \left( \frac{P_E}{P_K} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (2.5)$$

Bilinen buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarında çeşitli soğutkanların, hatta çeşitli çevrimlerin elverişlilik derecelerini karşılaştırmak için COP kullanılır. COP, soğutma gücünün harcanan iş miktarına oranı olarak tarif edilebilir. Bu durumda buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin COP'si aşağıdaki şekilde yazılabilir [41].

$$COP = \frac{Q_E}{W_C} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.6)$$

Ayrıca buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin ITK'sı yoğunlaştırıcıda atılan ısının "Q<sub>K</sub>", harcanan işe oranıdır ve aşağıdaki eşitlik ile bulunabilir.

$$ITK = \frac{Q_K}{W_C} \quad (2.7)$$

Basit soğutma çevriminin hesabında bu büyüklüklerden başka hacimsel debi de önemlidir ve;

$$V = \dot{m} \times v = \frac{Q_E}{h_1 - h_4} \quad (2.8)$$

bağıntısından hesaplanır. Eşitlikte "V" hacimsel debiyi (m<sup>3</sup>/sn), "m" kütleli debiyi (kg/sn), "v" ise özgül hacmi (m<sup>3</sup>/kg) ifade etmektedir. Hacimsel debi, başta kompresör olmak üzere soğutma sisteminin parçalarının boyutlarını belirler. Hacimsel debi aynı zamanda hacimsel soğutma gücünün bulunmasında kullanılır. Hacimsel soğutma gücünün bulunabilmesi için Eşitlik 2.3 aşağıdaki şekilde düzenlenebilir.

$$\frac{Q_E}{V} = \frac{h_1 - h_4}{V} \quad (2.9)$$

Basit hesap yöntemlerinde hacimsel debi, “V” pistonun birim zamanda süpürdüğü hacime (geometrik süpürme debisi,  $V_g$ ) eşit kabul edilir. Piston çapı “d”, süpürge uzunluğu “ $\ell$ ”, devir sayısı “n”, silindir sayısı “r” olan bir kompresör için geometrik süpürme debisi;

$$V_g = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot \ell \cdot n \cdot r}{4} \quad (2.10)$$

şeklinde ifade edilir.

Soğutma sistemleri soğutucu akışkanın kompresör girişinde kızgın olmasını sağlayacak şekilde tasarlanır. Burada amaç akışkanın kompresöre tamamen buhar olarak girmesinin sağlanmasıdır. Buharlaştırıcı ile kompresör arasındaki borunun genellikle uzun olmasından dolayı, akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve çevreden soğutucu akışkana olan ısı geçişi akışkan kompresör girişinde kızgın hale gelir. Ancak soğutucu akışkan sıcaklığının kompresör girişinde yükselmesiyle kompresörde yapılan iş artar. Bunun için kompresör girişinde akışkan sıcaklığının doyma sıcaklığından çok yüksek olmamasına dikkat edilmelidir.

Gerçek sıkıştırma işleminde entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı aktarımı vardır. Sürtünme entropiyi arttırırken, ısı aktarımı hangi yönden olduğuna bağlı olarak entropiyi arttırır veya azaltır. Bu iki etkiye bağlı olarak soğutucu akışkanın entropisi sıkıştırma işlemi esnasında artabilir veya azalabilir.

İdeal çevrimde soğutucu akışkanın yoğunlaştırıcıdan çıkış hali kompresör çıkış basıncında doymuş sıvıdır. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışında, basma borusunda ve yoğunlaştırıcıda basınç düşmeleri meydana gelmektedir. Yoğunlaştırıcı çıkışında soğutucu akışkan doymuş sıvı olmayabilir. Aynı zamanda yoğunlaştırıcıdan sonra sıvı borusunda da soğutucu akışkan soğumaya devam eder. Dolayısıyla soğutucu akışkan genleşme elemanına geldiği zaman aşırı soğutulmuş olarak gelir.

Doymuş sıvı halini uygulamada tam olarak gerçekleştirmek zor olduğundan ve aşırı soğutma birim soğutucu akışkan kütlesinin soğutma kapasitesini arttıracığı için aşırı soğutmanın bir zararı yoktur. Kılcal boru ile buharlaştırıcı birbirlerine çok yakındır ve bunun için aralarındaki basınç düşmesi çok azdır [42].

#### **2.2.4. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistem elemanları**

##### Soğutucu akışkanlar

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin ısının düşük sıcaklıklı ortamdan alınarak yüksek sıcaklıktaki başka bir ortama iletilmesinde kullanılan ara maddeye soğutucu akışkan denir [45]. Bu durum çevrim içerisinde dışarıdan kompresör ile verilen bir iş sayesinde sıvı ve buhar halleri arasında gerçekleşir.

Son 20 yıla kadar soğutma sistemlerinde inorganik soğutucu akışkanlar olan kloroflorokarbon “CFC” ve hidrokloroflorokarbonlar “HCFC” yaygın olarak kullanılmaktaydı. Ancak “CFC”lerin çevreyi kirlettikleri ve ozon tabakasına zarar verdikleri gündeme geldi. Bunun tespitinden sonra “CFC” içeren maddelerin kullanımının azaltılması ve “CFC” içermeyen yapay soğutucu akışkanlar üzerine çalışmalar başladı.

Soğutucu akışkanlardan meydana gelen ozon tahribatının önlenmesiyle ilgili ilk çalışma 1985 yılında Viyana’da Birleşmiş Milletler Çevre Programının (UNEP) katkılarıyla imzalanan Viyana Sözleşmesi ile başlamıştır. Bu sözleşme, imzalayan ülkelere yükümlülükler getirmek yerine, olayın güncelliğinin korunması üzerinedir. 1987 Eylül’ünde ABD, o günkü SSCB, Japonya ve Avrupa Topluluğu ülkelerinden oluşan toplam 43 ülkenin katılımıyla Montreal Protokolü imzalanmıştır. Bu protokole göre, taraf olan ülkeler “OTP’ye (Ozon Tabakası Potansiyeli) sahip maddelerin kullanımını 1986 yılı verileri ışığında toplam kullanım miktarlarını 1995 yılında % 50, 1997’de % 85 azaltılarak 2000 yılında tamamen kullanımını durdurmayı kabul etmişlerdir. Montreal Protokolüne imza atan ülke sayısı 1992’de 80’e, 1994’de 134’e, 1995’de 150’ye ulaşmıştır. Bu toplantıların en sonuncusu 2000

yılında Londra'da yapılmış ve "CFC" ve halonların üretim ve kullanımlarını öncelikle durdurulmasına, daha sonra kademeli olarak ülkelere göre sistemlerdeki mevcut gazlar ile alternatiflerinin değiştirilmesine karar verilmiştir.

Türkiye Montreal Protokolüne 20 Eylül 1991 yılında imza atmıştır. "OTP"ye sahip madde tüketimi yıllık kişi başı ortalama 0,3 kg ile Türkiye geliştirmekte olan ülkeler grubunda yer almaktadır. Türkiye bu protokole göre 2010 yılına kadar "CFC" tüketimini sıfırlayacaktır. Protokoldeki kademelendirmede bu süre gelişmiş ülkelere göre 10 yıllık bir ilave zaman dilimi anlamına gelmektedir [43, 44].

Soğutucu akışkanlarda aranan özellikler aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- Buharlaşma sıcaklığı yüksek olmalıdır.
- Buharlaştırıcı basıncı mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır.
- Yoğunlaştırıcı basıncı mümkün olduğu kadar düşük olmalıdır.
- Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi az olmalıdır.
- Az enerji ile fazla soğutma elde edilebilmelidir.
- Kaçak anında yiyeceklere, insanlara ve çevreye zarar vermemelidir.
- Kompresör yağlama yağları ile tepkimeye girmemelidir.
- Yanıcı ve patlayıcı olmamalıdır.
- Kritik çalışma noktalarına gelene kadar çözülmemeli, bütün özelliklerini muhafaza etmelidir.
- Hermetik kompresörler için elektriksel özellikleri uygun olmalıdır.
- Çevreye uyumlu olmalıdır [45].

Yukarıda sayılan bu özelliklerin hepsini tek bir soğutucu akışkanda bulmak mümkün olmamakla beraber çalışma şartlarına bağlı olarak bir kısmını temin etmek mümkün olabilir.



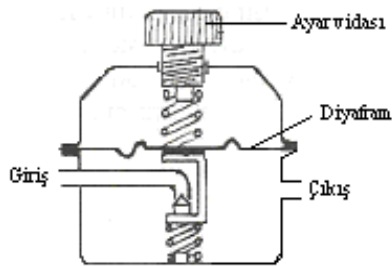
## Genleşme elemanları

Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleri düşük ve yüksek basınç kısımları olarak iki farklı basınç bölgesinden oluşurlar. Bu iki bölge arasında akışkan kompresör vasıtasıyla dolaştırılır. Akışkanın düşük basınç bölgesine geldiğinde buharlaşabilmesi için basıncının buharlaşma basıncına düşürülmesi gerekir. Soğutma sistemlerinde bu görev genişleme vanası veya kılcal boru ile sağlanır. Farklı bir tarif ile kompresör vasıtasıyla akışkanın basıncını yoğunlaştırıcıda genişleme elemanı sayesinde yükselterek yoğunlaşmasını sağlamak ve yine genişleme elemanı sayesinde basıncı buharlaştırıcıda buharlaşma basıncına düşürerek buharlaşmasını sağlamaktır.

### *Genleşme vanaları*

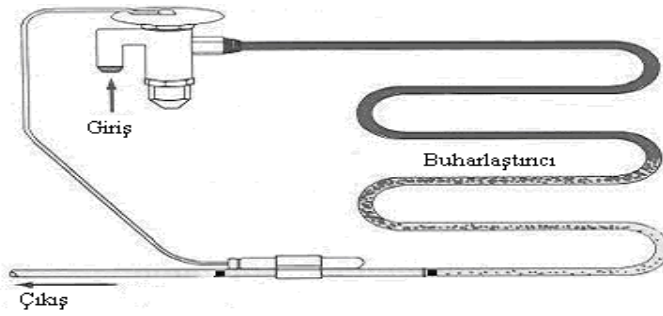
Genleşme vanaları iki gruba ayrılır. Bunlar sabit çıkış basınçlı ve termostatik genişleme vanalarıdır (TGV).

Sabit çıkış basınçlı genişleme vanaları daha çok küçük kapasiteli soğutma uygulamalarında kullanılır. Elle yapılan çıkış basınç ayarı sabit olup çalışma süresince hiç değişmez. Dolayısıyla buharlaşma yükleri sabittir. Buharlaştırıcı yükündeki olası bir değişmeye bağlı farklılaşan kızgınlık değerini karşılamak için sıvının buharlaştırıcıya daha fazla geçmesini sağlamak bu tip vanalarla mümkün değildir. Bu nedenle, bu tip vanalar sadece yük değişimleri çok az olan buharlaştırıcı uygulamaları için kullanılmalıdır. Şekil 2.21’de sabit çıkış basınçlı genişleme vanası görülmektedir.



Şekil 2.21. Sabit çıkış basınçlı genişleme vanası [39]

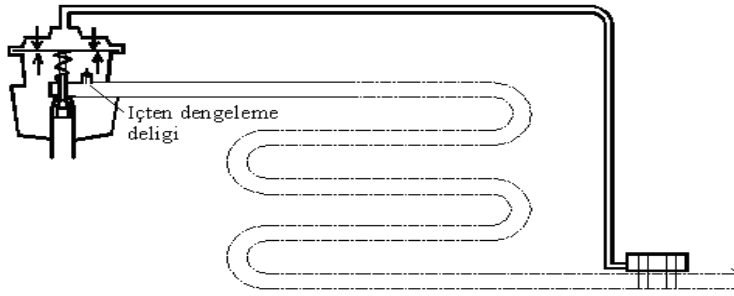
TGV'ler buharlaştırıcıya sıvı akışkan akışını kontrol ve ayar eden, buharlaşan miktarda soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya geçmesine imkân veren hassas genişleme elamanlarıdır. Buharlaştırıcıdan çekilen soğutucu akışkan miktarı, TGV yardımıyla soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı ve çıkış basıncını ölçerek, belirli ve emniyetli bir kızgınlık değerinin muhafaza edilmesini sağlar. Bu suretle uygun miktarda soğutucu akışkan TGV sayesinde buharlaştırıcıya gönderilir. Böylece buharlaştırıcıya gereğinden fazla akışkan gitmesi önlenmiş; dolayısıyla kompresöre sıvı giderek zarar görmesi engellenmiş ve sistemin dengede çalışması sağlanmış olur. TGV'nin sisteme bağlantısı Şekil 2.22'de görülmektedir.



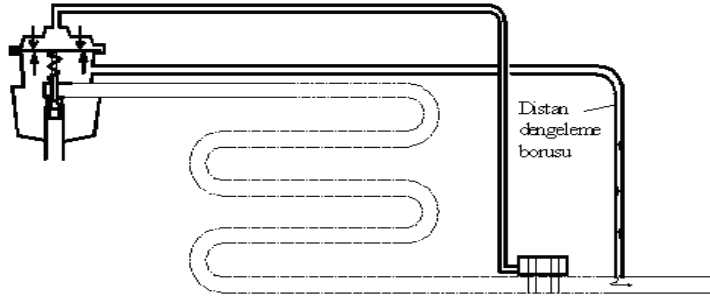
Şekil 2.22. TGV'nin sisteme bağlantısı [46]

TGV'ler dengeleme çeşitlerine göre ikiye ayrılır. Bunlar;

İçten dengelemeli TGV'ler (Şekil 2.23) ve dıştan dengelemeli TGV'ler (Şekil 2.24) dir.



Şekil 2.23. İçten dengelemeli TGV [46]



Şekil 2.24. Dıştan dengelemeli TGV [52]

Şekillerden de görüldüğü üzere, içten dengelemeli TGV’de dengeleme, vana çıkış noktasında sıvı fazındaki soğutucu akışkanın basıncı tarafından yapılmaktadır. Dıştan dengelemeli TGV’de ise buharlaştırıcı çıkış noktasında gaz fazındaki soğutucu akışkanın basıncına göre yapılmaktadır.

#### *Kılcal boru*

Kılcal borular, montajlarının kolay olması, ekonomik olmaları ve tıkanma dışında herhangi bir arızaya yol açmamalarından dolayı buhar sıkıştırımlı evsel ve ticari soğutucularda yaygın olarak kullanılır [47].

Kılcal borular, genişleme vanaları, akış vanaları, vb. ile aynı sınıfa dâhil edilerek soğutucu akışkan kontrol cihazı olarak tanımlanır. Soğutma sistemleri yüksek basınç tarafında soğutucu akışkan geçişini ölçülü bir şekilde kontrol etmek üzere küçük kapasiteli sistemlerde tercih edilen sistem bileşeni olarak da tarif edilebilir [45].

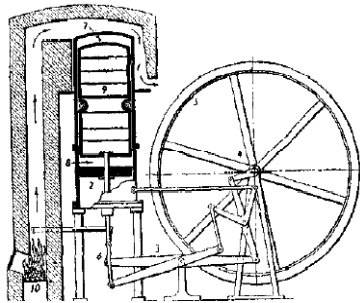
Kılcal boruda sabit entropide (izoentropik) sistemin basıncı düşürülür. Kılcal boru girişinde sıvı halde olan soğutucu akışkan kılcal boru içerisinde sıvı-buhar karışımıdır. Bu durumdan dolayı kılcal boru içerisinde basınç düşüşünü hassas olarak hesaplamak oldukça zordur. Borularda tek fazlı akışta basınç kaybı için kullanılan bağıntılar, bazı değişikliklerle kılcal borudaki basınç kaybının ve kılcal boru uzunluğunun yaklaşık olarak hesaplanmasında kullanılmaktadır [48].

### 2.3. Yapılan çalışmalar

Yapılan araştırmada, Stirling motorları ve alternatif akışkanlarla soğutma konusunda herhangi bir çalışmayla karşılaşılmamıştır. Yapılan araştırma sonunda genel olarak Stirling motorları ile ilgili yapılan akademik çalışmaların zeti aşağıda verilmiştir.

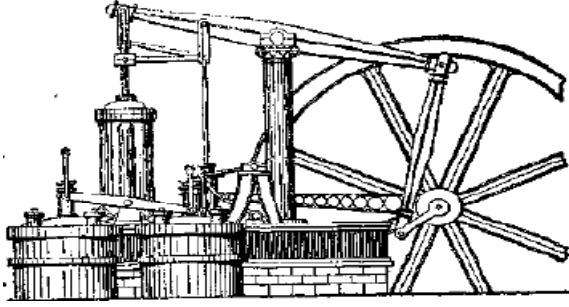
#### 2.3.1. Stirling gc motoruyla ilgili yapılan alışmalar

“Dıştan ısı verme” prensibine dayanan Stirling motorlarının ilk prototipi 1816 yılında İskoç bir rahip olan Robert STİRLİNG (1818) imal etmiş ve bu motor bir taş ocağından su pompalamak amacıyla kullanılmıştır (şekil 2.25). Bu motorda, gc pistonu, sıcak ve soğuk bölgeler arasında havayı hareket ettiren bir yer değiştirme pistonu ile bir jeneratör bulunmaktadır [12, 49].



şekil 2.25. 1818 yılında taş ocağına su basmak için kullanılan ilk Stirling motoru

Kardeşi James Stirling, uzun yıllar bu motoru geliştirmiştir. Bu motorda gc pistonu ve yer değiştirme pistonu (displacer) düzenlemesi kullanıldı (şekil 2.26). Stirling'ın geliştirme çalışmaları sırasında yaptđđ bu motorlarda ne valf nede pistonların kontrol edildiđđ portlar mevcuttu. Stirling'ın en önemli buluşu, çalışma gazının ısısını bir bölgeden diğer bölgeye geçişi sırasında depolayan rejenaratrd [12, 49].



Şekil 2.26. Stirling çevrimine göre çalışan 1827 yılındaki bir biyel mekanizmalı motorun eski bir gravürden çıkarılan kopyası

Robert Stirling ve kardeşi James (1820) Stirling motorlarının özgül çıkış gücünü arttırmak için basınçlı dolgu fikrini ortaya koymuşlardır. Robert Stirling 1850'li yıllara kadar, yer değiştirme pistonlu tipte, iki ve üç silindirli motorlar yapmış ancak bu motorların performansı tek silindirli motorlar kadar olmamıştır. Bunun en önemli sebebi de tek silindirli motorlara göre ölü hacimlerin artmasıdır [12, 49, 50].

Ericsson (1853) açık çevrimli ısı alışverişi yapan bir motoru tanıttı. Bu motorlarda akış kontrolü valf ile yapılmış ve Ericsson motoru olarak tanımlanmıştır [25].

Lehman (1860) Almanya'da tek silindirli, yer değiştirme pistonlu bir motor yapmış ve rejeneratör kullanmamasına rağmen çok iyi sonuçlar elde etmiştir [13, 25].

Scmidt (1871) Stirling motorlarının ilk termodinamik analizini yapmıştır. Scmidt tarafından yapılan analizde sinüzoidal hacim değişimleri için çözümler elde edilmiş, motor gücü ortalama etkin basınca ve süpürme hacmine bağlı olarak ifade edilmiştir. Bu analiz motorun boyutlandırılmasında yaygın olarak kullanılan bir analizdir. Bu teori ideal Stirling çevrim kabullerinden bazılarını içerisinde barındırmaktadır. Her bir ısı değiştiricisindeki sıcaklık dağılımı homojendir. Bu yüzden termodinamik süreç izotermal, rejenerasyon ideal, makinenin iki ucu arasındaki basınç kaybı önemsiz ve sistemin her tarafındaki basınç anlık basınca eşit kabul edilir. İzotermal analiz kullanılarak Stirling motoru için kabul edilebilir güç değerleri hesaplanırsa bile verim ve ısı transferi değerleri gerçek değerlerden uzaktır. Bu nedenle izotermal analiz ilk boyutlandırma hesaplarında kullanılmaktadır [61, 62].

Philips (1876) Stirling motorlarının değişik serileriyle bu alana girdi. Bu alandaki tek önemli yenilik Philadelphia'da Rider tarafından tanıtıldı. Rider bu çalışmasında rejenaratör ile kompresyon ve genişleme bölümlerini birbiriyle dıştan boru ile birleştirdi [25].

19. yüzyılın sonlarında içten yanmalı motorların icadı ile Stirling motorları üzerinde çalışmalar kesintiye uğramış ancak 1920'lerden sonra tarım alanlarında su pompalamak ve küçük amaçlı elektrik üretimi amacıyla kullanılmaya başlanmıştır [25].

Philips araştırma laboratuvarında (1930) Stirling motorunun değişik bir düzenlemesi çalıştırılmıştır. Bu motorlar düzenli elektrik enerjisi bulunmayan bölgelerde, radyolar için elektrik jeneratörü olarak kullanılmışlardır. Almanya'da Stirling motoru üzerinde çalışmalar ikinci dünya savaşı süresince devam etmiş ve savaştan kısa süre sonra bir motor geliştirilmiştir [25].

Eindhoven'de bulunan Philips Araştırma Laboratuvarlarında (1937) özellikle Asya ve Afrika'da düzenli güç kaynağı bulunan bölgelerde radyolar için küçük ve sessiz elektrik jeneratörü olarak kullanmak amacıyla Stirling motorları üretmiştir. Philips firması 16 W'lık bu tasarımından günümüze kadar güçleri 224 kW'a kadar ulaşan 54 farklı tasarım ortaya koymuştur [11, 14, 15].

Brillant araştırma ve mühendislik (1938) jeneratör olarak küçük bir sıcak hava motoru yapmıştır. Profesör Holst Stirling motorlarının gerçek ve teorik verimliliği arasında büyük farklılıklar tespit etti. Bundan sonra Almanya'nın Hollanda'yı işgali sırasında araştırmalar H. Rinia'nın kontrolü altında gizli yürütüldü. Farklı yakıtlar denendi, çalışma maddesi olarak değişik şarj basınçlarında hava kullanıldı [25].

Stirling motorları üzerinde çalışmalar İkinci Dünya Savaşı yıllarında Almanya'da devam etmiştir. Savaştan kısa bir süre sonra Brilliant Araştırma ve Mühendislik Stirling motorları ile çalışan küçük jeneratör setleri üretmiştir. 1950'lerden önce

transistor'ün icadı ve kuru bataryaların iyileştirilmesi ile bu motorlara olan ihtiyaç ortadan kalkmıştır [11].

Coppage ve London (1952) periyodik akışlı rejeneratörün tanımını yapmış ve gaz türbini sistemlerinde egzost gazının ısı enerjisinden yararlanmak için kullanılan diğer ısı değiştiricileriyle karşılaştırmasını yapmıştır. Periyodik akışın avantajları belirtilmiştir. Performansını daha kesin olarak belirleyecek teorinin matematiksel zorlukları gösterilmiştir [74].

Meijer (1953) ilk olarak altı kenar mekanizması (rhombotic – drive mechanism) olarak adlandırılan mekanizma Stirling motorlarında uygulandı. Bu sistem piston üzerine net bir yatay kuvvet gelmediğinden piston sürtünmesi ve aşınması çok azdır. Aynı yıl Meijer, çalışma maddesi olarak hidrojen, helyum ve hava kullanmış ve en iyi performans değerlerini hidrojen ile elde etmiştir [16].

Detroit'te bulunan General Motors firması ve Philips firması arasında (1958) lisans anlaşması yapılmış ve 1970'lere kadar devam etmiştir. Bu anlaşma sürecinde başta askeri amaçlı jeneratör setleri olmak üzere, uzay araçlarında, deniz altılarda, taşıtlarda ve lokomotiflerde kullanılmak üzere Stirling motorları üzerinde çalışmalar yapılmıştır [17, 18, 25].

Beale (1960) mekanik karmaşıklığı ve yüksek basınç sızdırmazlık problemlerini en aza indirmek için serbest pistonlu Stirling motoru teorisi ortaya atılmıştır. Bu motorda, yer değiştirme ve güç pistonu birbirine mekanik olarak bağlanmamıştır. Bu motorlar güneş enerjisi uygulamalarında en çok kullanılan motorlardır [25].

Parker ve Malik (1962) güneş enerjisi ile çalışan ilk Stirling motoru yapılmış ve başarı ile çalıştırılmıştır. Bu çalışmada tek silindirli, altı kenar hareket mekanizmasına sahip bir prototip yapılmış ve 2,5 kW'lık elektrik enerjisi üretilmiştir. Bu motorda ısı, sıvı bir metal olan sodyum ile güneş kolektöründen ısıtıcıya taşınmıştır [25].

Finkelstein tarafından teorisi oluşturulan adyabatik analiz Walker ve Khan tarafından (1965) adyabatik sıkıştırma işlemlerindeki kısıtlamalar dikkate alınarak genişletilmiştir. Fakat çalışma şartlarına bağlı olan sıcaklığın doğrusal olmaması nedeniyle bu analiz genelleştirilememiştir [63].

Philips firmasının lisans garantisi ile United Stirling ve MAN-MWM firmaları (1968) bir şirketler birliği kurmuşlar ve 1970'li yıllarda taşımacılık amaçlı araç motoru ve gemi motoru imal etmişlerdir [11, 27].

General motors firması (1971) Philips ile olan anlaşmasını iptal ettikten sonra Ford Motor Şirketi ile anlaşarak (1977) yedi yıllık ve 180 milyon dolarlık bir çalışma sonunda otomobiller için bir Stirling motoru geliştirdi [11, 25].

Zacharias MAN/MWM ortaklığında (1974) denizaltı güç sistemleri için 370 kW'tan 740 kW'a kadar motorlar imal edilmiştir [11, 25].

Kim (1974) rejeneratörlerin gözenekli ortamlarında periyodik olarak yön değiştiren sürtünme karakteristiklerini incelemiştir. Bu çalışmada ani basınç düşümünün büyüklüğü için çözüm elde edilmiştir. Deneysel sonuçlar rejeneratörde sürtünmeden oluşan basınç kaybının karalı haldeki tek yönlü akıştan % 20 daha büyük olduğunu göstermiştir [75].

Stirling motorlarının otomobillere uygulanması konusuyla ilk ilgilenen İsveç şirketi United Stirling'dir. United Stirling ilk etapta ağır taşıt motorları ile ilgilenmiş, daha sonra ilgi alanını otomobillere yöneltmiştir. Bir takım çalışmalar yapılmış fakat somut gelişmeler elde edilememiştir. 100 milyon dolarlık ikinci bir program Amerika Birleşik Devletlerinde Mechanical Technology Şirketi ve Detroit Amerikan Motor Ortaklığı ile İsveç United Stirling Şirketinin ortaklaşa çalışmasıyla başlatılmıştır. Bu programı desteklemek amacıyla NASA'da Lewis Araştırma Merkezi'nde Stirling Proje Ofisi kurulmuştur [11, 25].



Organ (1977) Stirling çevrimi ile çalışan makinelerde sıkışma ve genişleme hacimleri için yazılan enerji denkliğindeki ısı aktarımını incelemiş ve bu terim sonlu farklar formunda yazılmıştır. Bu terim, ısı aktarım katsayısı  $h$ , belli bir büyüklüğü aştığı zaman verimli olarak kullanılamaz. Bu sebeple bu terim bütün  $h$  değerleri ve bütün integrasyon aralıklarını içerecek şekilde yeniden formüle edilmiştir [73].

U. S. Enerji Bölümü'nde (1977) Dıştan Yanmalı Motorlar Projesi kapsamında 370 kW'tan 1 480 kW'a kadar, kömür, kentsel, endüstriyel ve tarımsal atıklar ile alternatif yakıtları kullanan Stirling motorları imal edilmiştir [11, 25].

Japonya'da 1976 – 1981 yılları arasında Japon Gemi İmalatı Araştırma Kurumu, Ulusal Taşımacılık, Mitsubishi ve Daihatsu Diesel kuruluşlarının ortak çalışmaları ile 4 silindirli, çift etkili, 590 kW'lık bir gemi motoru yapılmıştır [11].

Tew ve ark. (1978) rombik mekanizma ve serbest piston ile çalışan Stirling motorunun termodinamik analizini ve bilgisayar programıyla simülasyonunu yapmışlardır. Bu modelde çalışma ortamı, kontrol hacimleri olarak adlandırılan alt kısımlara bölünmüştür [63].

Amerika Birleşik Devletleri'nde (1984) güneş enerjisinden elektrik üretmek amacıyla Arizona'da Stirling Enerji Sistemleri Şirketi (Stirling Energy Systems Incorporation) kurulmuştur. Arizona ve Nevada'da güneş enerjisi test alanlarında odaklı kolektörlü Stirling sistemleri ile 118 000 kW/h'ten fazla elektrik üretilmektedir [24].

Douglas (1985) United Stirling ile görüşmeler yaparak özel kullanım hakkını almış ve güneş enerjisi ile çalışan ve ayna odağına yerleştirilen bir Stirling motoru imal edilmiştir [50].

Kuczera (1987) Avrupa Uzay Ajansı (ESA) programları çerçevesinde serbest pistonlu güneş enerjili bir Stirling motorunun, fotovoltaik enerji sistemlerinin yerine konması üzerine çalışmaların yapılmakta olduğu belirtilmiştir [50].

Trukhov ve ark. (1987) Özbekistan Fizikoteknik Enstitüsü'nde güneş enerjisi ünitelerinde kullanılmak üzere maksimum basıncı 40 bar olan ve helyum ile çalışan V tipi, 500 W'lık çift silindirli bir Stirling motoru geliştirdiği ve denemelerden başarılı sonuçlar aldığı bildirilmektedir [19].

Japon Yeni Enerji Geliştirme Kurumu (1982-1988) 3-30 kW'lık ısı pompaları ve jeneratör setleri için değişik türde Stirling motorları yapmıştır. Japonya da Stirling motorları ile ilgili çalışmalarını tek merkezden yürütmek amacıyla 1992 yılında Japon Makine Mühendisleri Birliğine bağlı olarak RC110 komitesi oluşturulmuştur [25].

Bergmann ve Parise (1991) yılında alfa tipi Stirling makinesinde silindir ve rejeneratör içerisindeki ısı transferi karakteristiklerini modellemişlerdir. Bu çalışmada makinenin termodinamik çevrimi birçok zaman adımlarına bölünmüştür. Ayrıca sıcak silindir, rejeneratör ve soğuk silindirden oluşan üç kontrol hacmindeki enerji dengelerini temsil eden doğrusal olmayan adi diferansiyel denklem sistemi nümerik olarak çözülmüştür. Rejeneratör ve silindir içerisindeki ısı aktarım katsayılarını belirlemek için deneysel kolerasyonlar kullanılmıştır. Sonuçta ısı aktarım katsayısının krank açısı ile değişimi belirlenmiştir [65].

Rix (1995) ısıtma ve güç üretimi amaçlı bir Stirling motoru prototipinin bir boyutlu simülasyonunu yapmıştır. Bu çalışmada korunum denklemlerinde ısı aktarım ve sürtünme kayıpları için kolerasyonlar kullanılmıştır. Simülasyondan elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır [66].

Ladas ve İbrahim (1995) Stirling çevrimi ile çalışan motorun sonlu zaman termodinamik analizini yapmışlardır. Çevrimin kütle ve enerji denklemlerini sayısal olarak çözmüşler. Rejenerasyonun ve devir sayısının elde edilen güç ve verime olan etkilerini araştırmışlar. Çevrim oranına bağlı olarak verilen bir motor için optimum gücü belirlemişlerdir [67].

Yücesu (1997) Stirling motorunda ısıtıcı ve soğutucu boyutlarını belirlemek için bir matematiksel model geliştirmiştir. Yapmış olduğu çalışmada, bir Stirling motorunun

ısıtıcı ve soğutucusunda hız ve sıcaklık dağılım eğrileri sonlu farklar yöntemiyle incelemiştir. Kararlı çalışma şartlarında, 300 K soğuk kaynak ve 1 000 K sıcak kaynak sıcaklığı ve 750 d/d motor hızı için motorun termodinamik analizleri yapılarak sıkıştırma ve genişleme periyodu boyunca ısıtıcı ve soğutucu içerisine giren iş gazı kütlesi miktarları hesaplanmış, yoğunluk ve kütle miktarı değişimi kullanılarak hız ve sıcaklık profilleri oluşturulan bir Fortran bilgisayar programı yardımı ile belirlenmiştir. Periyodik akış şartlarında yapılan hesaplamalarda sıkıştırma ve genişleme periyotları süresince ortalama gaz sıcaklığı ve ısı taşınım katsayıları da hesaplanmıştır. Deneysel çalışmalarda ölçülen sıcaklıklar hesaplamalarda sınır şartları olarak kullanılmıştır. Yapılan hesaplama sonucunda 1mm kanal genişliği için ısıtıcı boyu 12 cm ve soğutucu boyu 14 cm olarak belirlenmiştir [53].

Ülkemizde Kombassan Holding tarafından Alanya’da kurulan Enerji Sistemleri Ar-Ge Laboratuvarı’nda 7 kW ve 25 kW güçlerinde iki adet çanak Stirling sistemi kurulmuştur. 60 kW ve 100 kW ’lık sistemlerin de hazırlıkları sürmektedir [20].

Wu ve ark. (1998) ideal olmayan rejenerasyon ve tersinmez ısı transferi olan Stirling ısı makinesinin optimum performansını belirlemek için teorik bir çalışma gerçekleştirdiler. Çalışmada, Stirling motorundan elde edilen güç ile motorun ısı verimi arasında bir bağıntı çıkarmışlardır. Elde edilen sonuçlar, Stirling motorunun performans ve tasarımının geliştirilmesi için kaynak oluşturmaktadır [68].

Costea ve ark. (1998) tersinmezliklerinin Stirling motorlarının performansları üzerindeki etkilerini incelemiştir. Oluşturdukları matematiksel model, termodinamiğin birinci kanununa dayanmaktadır. Bu yaklaşımda, ısı değiştirgeçlerinin ısı transfer katsayılarının sıcaklık katsayılarına bağlı olarak doğrusal değiştiği sonucunu elde etmişlerdir [69].

Kausik ve Kumar (2000) ideal olmayan rejeneratör sürecinin ve güç kayıplarının dikkate alındığı Stirling çevrimi ile çalışan motorun sonlu zaman termodinamik

analizini gerçekleştirmişlerdir. Diğer bir çalışmada ise tersinmezliklerin dikkate alındığı bir Stirling ısı makinesinin termodinamik incelemesini yapmışlardır [70, 71].

Çınar (2005) Gama tipi bir Stirling motoru imal edilmiş ve deneyler elektrikli ısıtıcı yardımı ile laboratuvar koşullarında 700, 800, 900 ve 1000 °C ısıtıcı sıcaklıklarında ve 1, 1,5, 2, 2,5, 3 ve 3,5 bar şarj basınçlarında hava ile 1, 1,5, 2, 2,5, 3, 3,5, 4 ve 4,5 bar şarj basınçlarında helyum gazı ile yapılmıştır. Hava ile yapılan deneylerde 58 W, He ile yapılan deneylerde 128,26 W olarak ölçülmüştür [56].

Özgören (2005) termal bariyer kaplamanın stirling motoru performansına deneysel olarak incelemiştir. Yapmış olduğu çalışmada, tek silindirli Beta tipi bir Stirling motoru imal etmiştir. Motordaki yer değiştirme pistonu termal bariyer kaplama malzemesi olan Zirkonyum Oksit (Zirkonya) ile kaplanmış daha sonra termal bariyer kaplamanın etkileri motor performans testleri ile belirlenerek grafik şeklinde hazırlanmıştır. Motor performans testleri, 800 – 900 – 1 000 °C fırın sıcaklığında yapılmıştır. Çalışma akışkanı helyum gazıdır. Şarj basıncı 3,0 ile 4,0 bar arasında 0,5 bar aralıklarla belirlenmiştir. Kaplamalı piston için maksimum güç, 1 000 °C 'de 3,5 bar basınçta ve 900 1/min motor devrinde 83,12 W ve kaplamasız piston için maksimum güç ise, 1 000 °C 'de 3,5 bar basınçta ve 800 1/min motor devrinde 55,68 W olarak ölçülmüştür [57].

Çınar (2005) 98 cm<sup>3</sup> toplam süpürme hacmine sahip V tipi bir Stirling motorunun performans testlerini yapmış. Deneyler 800, 900 ve 1 000 °C olmak üzere 3 farklı ısıtıcı sıcaklığında ve 1, 1,5, 2, 2,5, 3 ve 3,5 bar şarj basınçlarında hava kullanarak yapmış. Deneylerde şarj basıncı ve ısıtıcı sıcaklığı parametre kabul edilerek, motor devrine bağlı olarak moment ölçümleri yapmıştır. Yapmış olduğu deneylerde 3 bar şarj basıncında 1 000 °C ısıtıcı sıcaklığında 286 d/d motor devrinde, maksimum 18,13 W çıkış gücü elde etmiştir [58].

Çınar ve ark. (2005) farklı çalışma gazlarının stirling motoru üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişler. Yapmış oldukları çalışmada, gama tipi bir Stirling motorunda çalışma gazı olarak hava, argon ve helyum kullanılarak performans

testleri yapmışlar. Motoru, 700, 800, 900 ve 1 000 °C ısıtıcı sıcaklıklarında ve 1, 1,5, 2, 2,5, 3, 3,5, 4 ve 4,5 bar şarj basınçlarında test etmişler. Deneylede motor gücünün şarj basıncı, motor devri, ısıtıcı sıcaklığı ve çalışma gazına bağlı olarak değişimlerini incelenmişlerdir. Motorda maksimum çıkış gücü helyum gazı kullanılarak, 4 bar şarj basıncında ve 1 000 °C ısıtıcı sıcaklığında 893 d/d motor devrinde, 128 W olarak elde etmişlerdir [59].

Çınar ve ark. (2007) Stirling çevrimi ile çalışan tek silindirli, 192 cm<sup>3</sup> süpürme hacmine sahip, beta tipi bir Stirling motorunun imalatı ve performans testleri yapmışlardır. Performans deneyleri 800 °C, 900 °C ve 1 000 °C ısıtıcı sıcaklıklarında, 1, 1,5, 2, 2,5 ve 3 bar şarj basınçlarında yapılmıştır. Çalışma gazı olarak hava kullanılan deneylerde, motor devri, ısıtıcı sıcaklığı ve şarj basıncına bağlı olarak moment ve güç değişimleri elde edilmiştir. Deneylede 1 000 °C ısıtıcı sıcaklığında 2,5 bar şarj basıncında 344 d/d motor devrinde, maksimum 14 W güç elde etmişlerdir [60].

### **2.3.2. Stirling soğutma motoruyla ilgili yapılan çalışmalar**

Walker (1990) çoklu genişleme basamaklarına sahip bir Stirling cryocoolerin termodinamik çevrim analizini yapmıştır. Analiz mükemmel rejenerasyon, izotermal sıkıştırma ve genişleme kabulleri yapılarak idealize edilmiştir. Bu analizde Schmidt analizi çoklu genişleme basamakları için modifiye edilerek kullanılmıştır. Değişik basamaklardaki soğutma etkileri için kapalı formda ifadeler belirlenmiştir. Ayrıca Stirling makinesinin farklı bölümlerindeki kütleli debiler için de ifadeler belirlenmiştir [64].

Karandikar ve Berchowicz (1995) ticari uygulamalar için düşük maliyetli küçük cryogenic soğutucuların analizini yapmışlar. Bunun için iki model tasarlamışlar, birincisi 173 K 'den 273 K aralığında 40 W soğutma gücünde 223 K 'de. İkincisi ise 65 K 'den 150 K aralığındadır. İkinci ünite 77 K 'de 4 W ve 150 K 'de 10 W 'tan daha fazla bir soğutma gerçekleşmiştir [50].

Berchowitz (1996) güneş enerjili soğutucular için Stirling çevrimine göre çalışan soğutucuları incelemiştir. Hesaplanan COP değerinin benzer düşük kapasiteli diğer çevrimlere göre daha iyi olduğunu belirtmiş [51].

Berchowitz ve ark. (1995) Stirling çevrimiyle çalışan soğutuculardaki son ilerlemeleri araştırmışlar. 70 W'tan daha az enerji için küçük çaptaki Stirling soğutucularını optimize etmişler. Standart koşullar altında analiz ve test sonuçları COP değerinin tek sıcaklıklı soğutucular için 3,0 olduğunu tespit etmişler [52].

Kausik ve ark. (2002) belirli ısı kapasitesine sahip ısı kaynakları olan tersinmez soğutma ve ısı pompası çevrimlerinin sonlu zaman termodinamik optimizasyonunu yapmışlardır. Soğutucu ve ısı pompasının minimum güç girişleri ve verilen soğutma ısıtma yükü şartlarında optimum COP değerleri için ifadeler elde edilmiştir. Değişik çalışma parametrelerinin ısıtma ve soğutma performansı üzerindeki etkileri çalışılmış ve sayısal sonuçlar elde edilmiştir [72].

Karabulut ve ark. (2004) Isı Enerjisi ile çalışan bir iklimlendirme ve güç makinesinin mekanik modellemesi ve termodinamik analizleri yapılmıştır. Yapılan bu çalışmada elde edilen sistemin soğutma performans katsayısının 0,65, mekanik enerji dönüşüm verimliliğinin 0,68 olduğu tespit edilmiştir [54].

Welty ve Cueva (2004) Serbest pistonlu Stirling soğutucusu ve doğal akışkan kullanan dondurucu tesisatının enerji verimliliğini incelemiştir. Yapmış oldukları çalışmanın sonucunda COP değeri 1,31 ve enerji tüketimi de 492 Wh/gün olarak hesaplanmıştır. Orijinal kompresör tesisatına göre sistemin ılık ve soğuk tarafında % 35'lik iyileşme olduğu gözlenmiştir [55].

Esen (2005) R-12 ve R-134a soğutucu akışkanlarının otomobil iklimlendirme sistemlerinin performansına etkisini teorik olarak araştırmış ve R-12 ve R-134a soğutucu akışkanları birbirine yakın bir performans göstermiş fakat 4 kW soğutma kapasitesi için R-134a'nın % 2 – 3 daha düşük STK'ya sahip olduğu sonucuna

varmıştır. Aynı soğutma yükünde R-134a'nın R-12'ye göre % 19 – 20 daha düşük kütlesel debi ile çalışabildiği sonucuna varmıştır [76].

Tekin (2006) geliştirilen Stirling çevrimiyle alışan V – tipi soğutucunun termodinamik analizi, kontrol hacmi kullanılarak yapılmıştır. V – tipi Stirling soğutucunun geometrik zelliklerinin COP'ye etkisi incelenmiştir. Farklı alışma akışkanı, şarj basıncı ve motor hızlarında soğutucunun etkinliği ve soğutma yükü hesaplanmıştır [77].

### 3. SİSTEM TASARIMI

#### 3.1. Kompresörün Tasarımı

Stirling motorlarının tasarımında, tasarlanan motorun kullanım amacı, gücü, kullanılacak enerji türü, motor tipi ( $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ ), çalışma maddesi ile alt ve üst çalışma sıcaklıklarının önceden belirlenmesi gerekmektedir.

Tasarımı yapılan motorun gücü, kullanım amacını gerçekleştirmek için gerekli olan güce bağlıdır. Enerji türünün seçiminde ise maliyeti ve uygulanabilirliği en önemli faktörleri oluşturmaktadır.

Tasarımı ve imalatı yapılan kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken sıcak silindiri dışarıdan ısıtarak tahrik edilecektir. Kompresör, soğuk silindir, sıcak silindir, sıcak silindir pistonu, soğuk silindir pistonu, rejeneratör, krank mili, biyel kolu, ısıtma bloğu ve kompresör gövdesinden oluşmaktadır.

Tasarımı yapılan kompresörde enerji kaynağı olarak elektrik enerjisi ve Oksi-Asetilen gazı kullanılacaktır. Sıcak silindir ve soğuk silindir pistonları birbirine  $180^\circ$  olacak şekilde yerleştirilmiştir.

Sıcak silindir sıcaklığının belirlenmesinde sistemde kullanılacak soğutucu akışkanların fiziksel ve kimyasal özellikleri göz önüne alınarak  $600^\circ\text{C}$ , soğuk silindir sıcaklığı ise kullanılacak soğutucu akışkanların kritik sıcaklıklarına bağlı olarak  $100^\circ\text{C}$  olarak belirlenmiştir. Çalışma maddesi olarak tasarımı ve imalatı yapılan kompresöre uygun soğutucu akışkanlardan R-12 ve R-134a soğutucu akışkanları kullanılacaktır.

Kompresörün soğuk ve sıcak silindir piston çapı 60 mm alınmıştır.

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \quad (3.1)$$



Eşitlik 3.1 kullanılarak, soğuk ve sıcak silindir pistonlarının kursu 60 mm bulunmuştur. İmal edilen kompresörün özellikleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Kompresörün teknik özellikleri

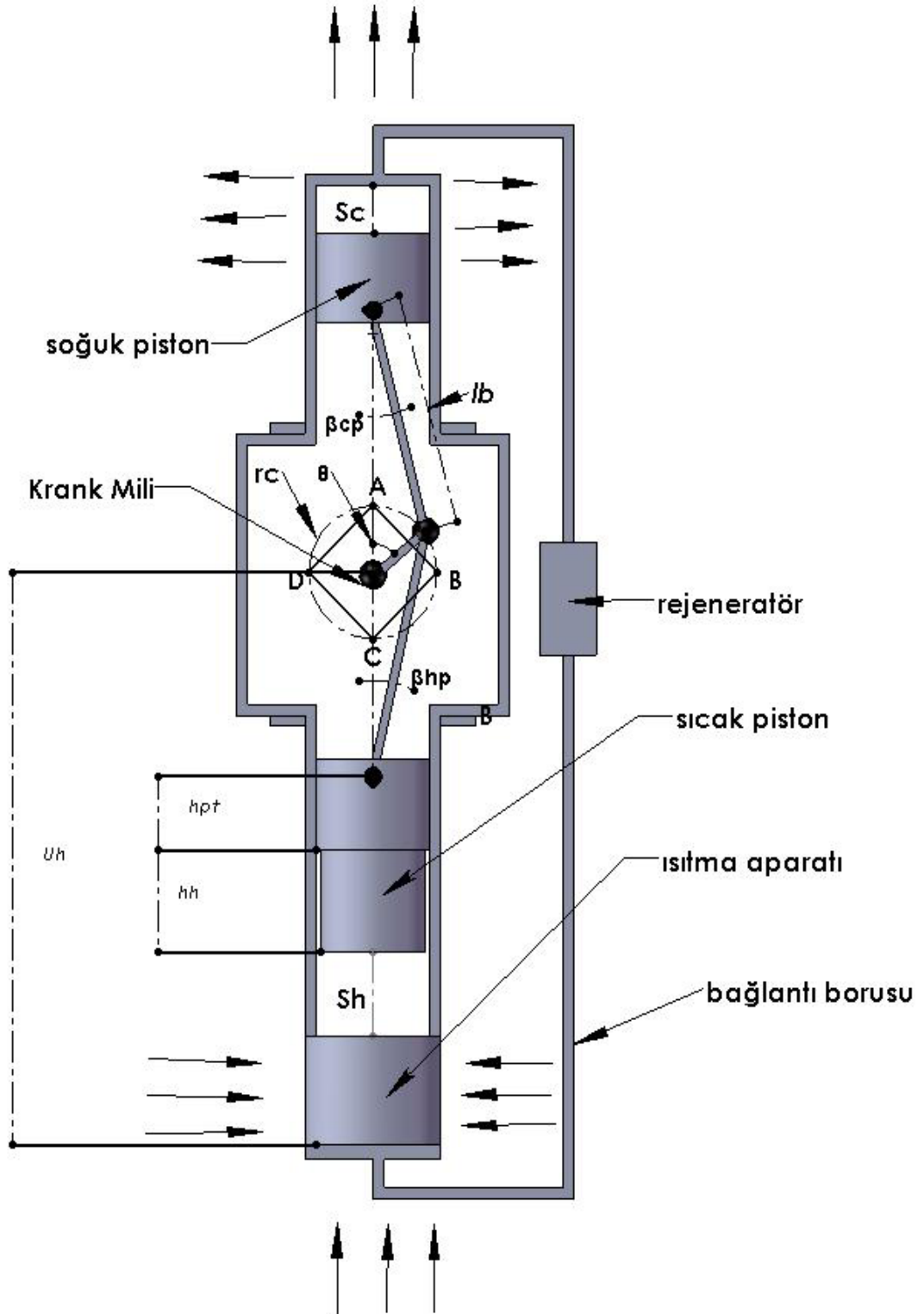
Sıcak Silindir Çapı	60 mm	60 mm
Sıcak silindir Piston Kursu	60 mm	60 mm
Soğuk Silindir Çapı	60 mm	60 mm
Soğuk Silindir Piston Kursu	60 mm	60 mm
Sıcak Silindir Hacmi ( $V_E$ )	169 cm <sup>3</sup>	169 cm <sup>3</sup>
Soğuk Silindir Hacmi ( $V_C$ )	169 cm <sup>3</sup>	169 cm <sup>3</sup>
Sıcak Kaynak Sıcaklığı ( $T_H$ )	600°C	600°C
Soğuk Kaynak Sıcaklığı ( $T_C$ )	100°C	100°C
Faz Açısı	180°	180°
Maksimum Motor Devri	464,3 min <sup>-1</sup>	466 min <sup>-1</sup>
Çalışma Maddesi	R134a	R12
Ölü Hacim	130 cm <sup>3</sup>	130 cm <sup>3</sup>

### 3.1.1. Kompresörün kinematik analizi

Kinematik analiz metodu kullanılarak Stirling motorlarında, krank mili açısına bağlı olarak hacim değişimlerini incelemek mümkündür. İmalatı yapılan 169 cm<sup>3</sup> kurs hacmine sahip kompresör için hazırlanan Fortran bilgisayar programı ile her 1°’lik krank mili dönüşüne karşılık bir çevrim boyunca hacim değişimleri hesaplanmış ve EK-2’de bu bilgisayar programı verilmiştir.

Hesaplamalarda imalatı yapılan kompresör için sıcak kaynak sıcaklığı 1 000 °C, soğuk kaynak sıcaklığı 350 °C ve rejeneratör sıcaklığı 650 °C olarak alınmıştır.

Analize soğuk piston ÜÖN’da iken başlanmış ve 1° krank mili açısı aralıklarla kompresörün sıcak ve soğuk hacmi ile genişleme hacmindeki değişim incelenmiştir. Başlangıçta krank mili eksenini orijin kabul edilerek, sıcak piston ve soğuk pistonunun tepe noktaları analiz edilmiştir (Şekil 3.1).



Şekil 3.1. Sıcak silindir ve soğuk silindir genişleme hacim değişim analizi

Kompresörün soğuk ve sıcak hacim değişimlerini hesaplamak için kullanılan kinematik eşitlikler;

$$s_c = r_c \cos \theta + l_b \cos \beta_{hp} + h_{pt} + h_h \quad (3.2)$$

$$s_h = r_c \cos(PA - \theta) + l_b \cos \beta_{cp} + h_{pt} + h_h \quad (3.3)$$

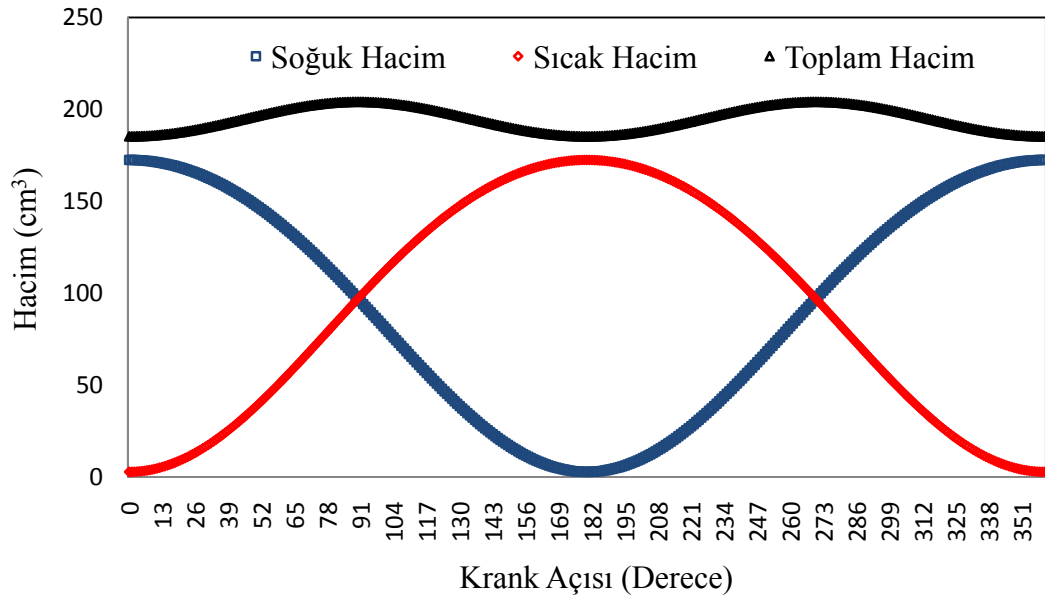
olarak yazılabilir. Burada  $\beta_{cp}$  ve  $\beta_{hp}$  soğuk ve sıcak piston biyellerinin silinidir eksenine ile yaptığı açığı göstermektedir. Burada,  $\theta$  açısı ile  $\beta_{cp}$  ve  $\beta_{hp}$  arasındaki bağıntı;

$$\beta_{cp} = \text{Arcsin} \left( \frac{r_c}{l_b} \sin \theta \right) \quad (3.4)$$

$$\beta_{hp} = \text{Arcsin} \left( \frac{r_c}{l_b} \sin ((PA) - \theta) \right) \quad (3.5)$$

olarak tanımlanabilir.

Şekil 3.2'de soğuk ve sıcak hacim ile toplam hacim değişimleri  $360^\circ$  krank mili açısı için verilmiştir.



Şekil 3.2. 1° – 360° krank açısındaki sıcak ve soğuk silindir hacmi ile toplam hacim değişimi

### 3.1.2. Kompresörün teorik analizi

Kompresörün bir turda kondensere basacağı gaz miktarı hesaplanırken; kondenser sıcaklığı 20 ~ 55 °C, evaporatör sıcaklığı -10 ~ 5 °C sıcaklıkları ve soğuk silindir içerisindeki soğutucu akışkanın gaz ve sıvı oranı % 10 gaz ~ % 90 sıvı, % 90 gaz ~ % 10 sıvı oranları R-134a soğutucu akışkanı için ayrı ayrı hesaplanmıştır.

Soğuk Silindirdeki soğutucu akışkanın sıvı ve gaz karışım oranının sistemin performansını en verimli şekilde çalıştıracak aralığı belirlemek için aşağıdaki eşitlikler kullanılmıştır.

$$\bar{V} = (m_b \times V_b) + (m_f \times V_f) \text{ [kg / m}^3\text{]} \quad (3.6)$$

Tasarlanan kompresörün pistonlarının bir devrinde kondensere göndereceği akışkanın kütlesini hesaplamak için,

$$m = \frac{\bar{V}}{v} \quad (3.7)$$

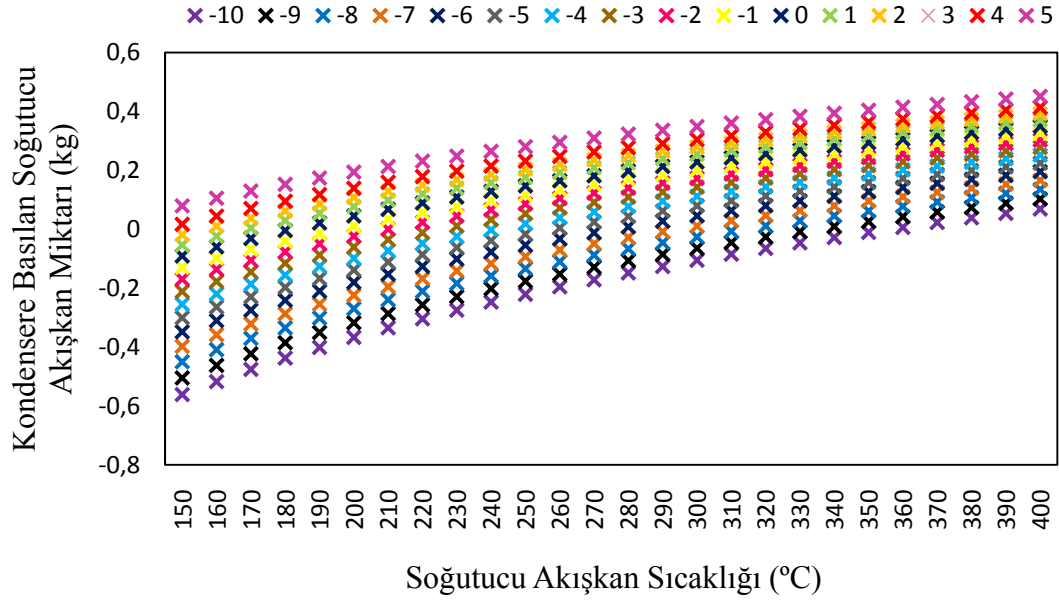
Eşitlik 3.7 kullanılmıştır.

Eşitlik 3.7'de bulunan değer, kompresörün soğuk silindir pistonunun emme konumuna geçtiği anda evaporatörden soğuk silindire giren soğutucu akışkanın soğuk silindir pistonunun basma konumuna geçtikten sonra kondensere bastığı soğutucu akışkan miktarını bulmak için;

$$m_{kon} = 1 - m \quad (3.8)$$

Eşitlik 3.8 kullanılmıştır.

Yapılan hesaplamalar sonunda elde edilen verilerden şekiller oluşturulmuştur. Oluşturulan bu şekillerden sistem için en uygun % 50 gaz ve % 50 sıvı, evaporatör sıcaklığı 5 °C ve kondenser sıcaklığı ise 40 °C olduğu sonucuna varılmıştır ve Şekil 3.3'te verilmiştir. Ayrıca sıcak silindirde ısıtılacak soğutucu akışkan sıcaklığı ise sistemde kullanılan soğutucu akışkanların fiziksel özelliklerine bağlı olarak bozulma ve tutuşma sıcaklığı göz önünde tutularak 600 °C ye kadar ısıtılacaktır.



Şekil 3.3. Krank milinin bir turunda kondensere basılan R-134a soğutucu akışkan miktarı

## 3.2. Soğutma Sisteminin Tasarımı

### 3.2.1. Soğutma sisteminin çalışma prensibi

Tasarlanan kompresörün çalışması ısı enerjisi ile tahrik edilen Stirling motoruna benzemekle beraber kısmen farklıdır. Soğuk piston, soğuk silindirinin ÜÖN'na doğru ilerlerken sıcak piston da sıcak silindirin AÖN'na doğru ilerleyecek şekilde tasarlanmıştır. Sıcak piston, silindir içerisindeki soğutucu akışkanın dışarıdan ısıtılmasıyla tahrik edilecek ve harekete başlayacaktır.

Vanalar açık iken; Soğuk piston, emme pozisyonuna geçtiğinde bir miktar soğutucu akışkanı evaporatörden alırken aynı zamanda sıcak silindirden de soğutucu akışkan alacaktır, soğuk piston basma pozisyonuna geçtiğinde ise evaporatörden aldığı soğutucu akışkanı kondensere basarken sıcak silindirden aldığı soğutucu akışkan tekrar sıcak silindire gidecektir.

Vanalar kapalı iken; soğuk piston emme konumuna geçtiğinde evaporatörden soğuk silindir hacmi kadar akışkan alacak, vanalar kapalı olduğu için sıcak silindire soğutucu akışkan gidemeyecektir. Soğuk piston basma konumuna geçtiğinde ise evaporatörden aldığı soğutucu akışkanın tamamını kondensere basacaktır.

Soğutma sisteminde akış yönü iki adet çekvalfle sağlanmıştır. Kondenserde oluşan basınçla yoğunlaşma başlayacak ve yoğunlaşma gizli ısını fan vasıtasıyla ortama aktaracak, genişleme valfinden geçen soğutucu akışkan ani genişlemeyle evaporatörde buharlaşma gizli ısını ortamdaki olarak soğuma oluşacaktır.

Rejeneratör, sıcak silindirde ısıtılan soğutucu akışkanın ısını, soğuk silindire geçişini engellemek için kullanılmıştır. Kızgın haldeki soğutucu akışkan rejeneratörden geçerken ısını rejeneratöre bırakarak soğuk silindirdeki soğutucu akışkanın sıcaklığına yakın bir sıcaklıkta soğuk silindire geçecek, soğuk silindirden tekrar sıcak silindire dönecek soğutucu akışkan rejeneratörde bıraktığı ısıyı geri alarak sıcak silindire girecektir.

### 3.2.2. Soğutma sisteminin boyutlandırılması

Soğutma sisteminin boyutlandırılmasında öncelikle kompresörün soğutma sistemine bir turda basacağı akışkan miktarını hesaplanmıştır. Kompresörün dakikadaki devir sayısı 600 d/d olarak belirlenmiştir. Soğuk silindirin iç çapı 60 mm, soğuk silindir pistonunun kurs boyu 60 mm olarak tasarlanmıştır ve buradan soğuk silindir hacmi  $1,6956 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{dev}$ . Eşitlik 3.1 kullanılarak hesaplanmıştır. Kompresörün saniyedeki devir sayısı 10 olduğuna göre;

$$V = (1,6956 \times 10^{-4}) \times 10 = 1,6956 \times 10^{-3} \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{sn}} \right]$$

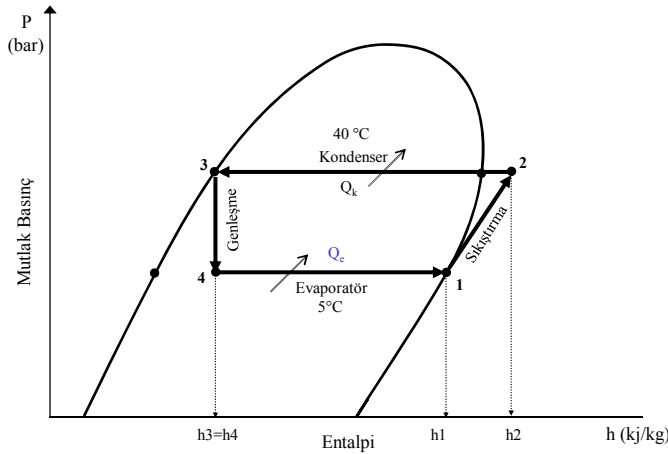
olarak bulunur. 100 °C'deki R-134a soğutucu akışkanının özgül hacmi

$$V_{\text{gaz}} = 0,920423 \text{ [m}^3/\text{kg]}$$

olarak tespit edilmiştir. Buradan sistemde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisi aşağıdaki gibi belirlenmiştir;

$$m = (1,6956 \times 10^{-3}) \times \frac{1}{0,920423} = 1,842 \times 10^{-3} \left[ \frac{kg}{sn} \right]$$

Soğutma sistem elemanlarından evaporatör ve kondenser kapasiteleri soğutucu akışkanın ilgili çalışma noktasındaki entalpi değerleri kullanılarak belirlenir. Soğutma sistemi çalışma sıcaklıkları daha önce de belirtildiği gibi kondenser için 40 °C, evaporatör için 5 °C olarak alınmıştır. Bu çalışma şartları (Şekil 3.5) için her bir noktanın entalpi değerleri ( $h_1, h_2, h_3, h_4$ ) R-134a logP-h diyagramından tespit edilmiştir ve aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.4. Soğutma sistemine ait logP-h diyagramı

$$h_1 = 400,073 \text{ kJ/kg}, \quad h_2 = 422,075 \text{ kJ/kg}, \quad h_3 = h_4 = 256,16 \text{ kJ/kg}$$

Evaporatör kapasitesi Eşitlik 2.11 yardımıyla,

$$Q_e = m \times (h_1 - h_4) = 1,842 \times 10^{-3} \times (400,073 - 256,16) = 0,26 \text{ kW}$$

$$Q_e = 0,26 \text{ kW} \times 1,36 = 0,35 \text{ HP} \cong 1/3 \text{ HP} \text{ olarak belirlenmiştir.}$$



Kondenser kapasitesi Eş.2.10 yardımıyla,

$$Q_c = m \times (h_2 - h_3) = 1,842 \times 10^{-3}(422,075 - 256,16) = 0,305 \text{ kW}$$

$$Q_c = 0,305 \times 1,36 = 0,42 \text{ HP} \cong 1/2 \text{ HP}$$

olarak belirlenmiştir.

#### 4. MATERYAL VE METOD

Kompresörün imalatı Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Eğitimi Anabilim Dalı atölyelerinde ve İvedik Organize Sanayinde yapılmıştır. Kompresörün imalatında torna, freze, matkap gibi temel talaş kaldırma makinelerinin yanında silindirik taşlama ve burç honlama gibi özel makineler de kullanılmıştır.

Sistem montajı Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Eğitimi Anabilim Dalı atölyelerinde yapılmıştır. Seçimi yapılan soğutma sistemi elemanları ve imalatı yapılan kompresör, 40x40 mm profillerden imal edilen bir tezgâh üzerine monte edilmiştir (Resim 4.1).

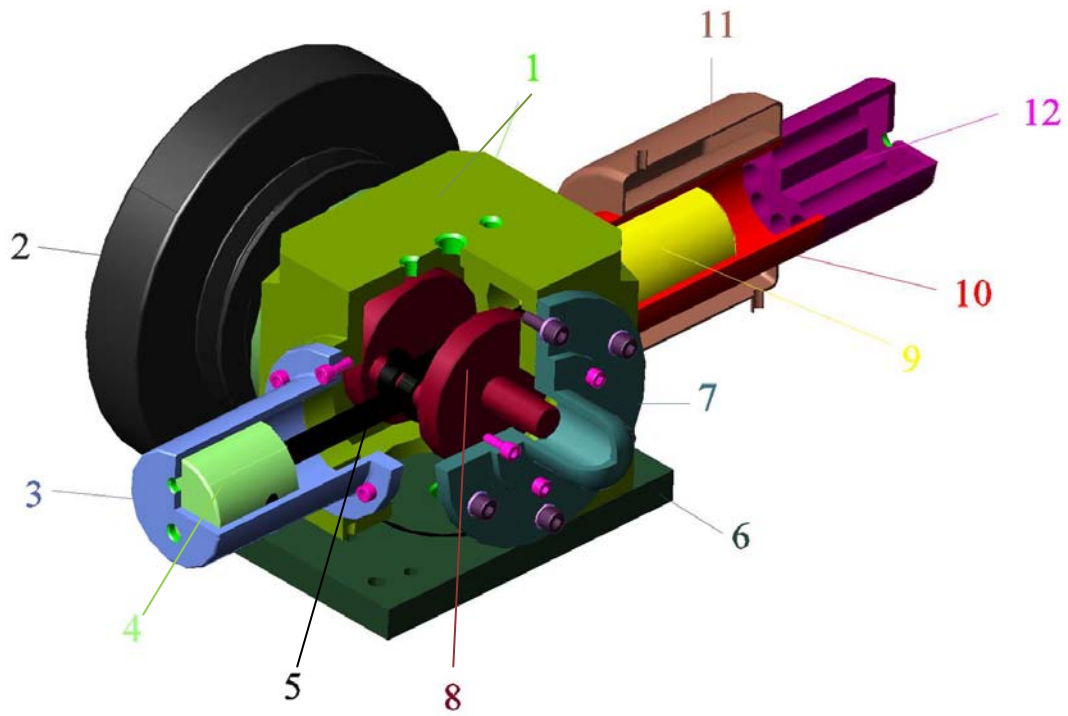


Resim 4.1. Deney tesisatı

İmalatı yapılan kompresörün sıcak ve soğuk silindirleri birbirine 180°'lik açı yapacak şekilde yerleştirilmiştir. Dolayısıyla sıcak silindir pistonu ve soğuk silindir pistonu arasında 180°'lik faz farkı mevcuttur. Kompresör sızdırmaz bir şekilde yapılarak, çalışma maddesi olarak soğutucu akışkanlardan R-12 ve R-134a, soğutucu

akışkanları kullanılmıştır. Kompresörün krank mili, kompresör bloğu içerisinde iki adet rulman sıkı geçme ile yataklandırılmıştır. Kompresörden dışarıya güç çıkışı hassas bir şekilde işlenmiş SAE 2080 yağ çeliğinden imal edilmiş ve buradan dışarıya akışkan kaçağı 2 adet birbirine ters keçe yerleştirilerek önlenmiştir. Sıcak silindir ve pistonunun ısıtmadan dolayı etkilenmemesi için sıcak silindire dıştan soğutma cebi imal edilmiş ve montajı yapılmıştır. Ayrıca sıcak ve soğuk silindir pistonları, ısıdan etkilenmemesi için genleşme katsayısı oldukça düşük olan sphero dökümden imal edilmiştir.

#### 4.1. İmalatı Yapılan Kompresörün Parçaları



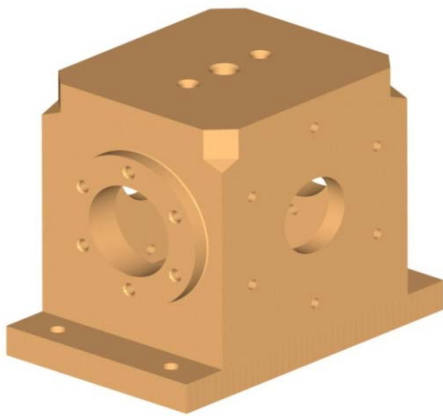
Şekil 4.1. İmalatı yapılan kompresör

- |                           |                    |                           |
|---------------------------|--------------------|---------------------------|
| 1. Kompresör Bloğu        | 2. Volan           | 3. Soğuk Silindir         |
| 4. Soğuk Silindir Pistonu | 5. Biyel Kolları   | 6. Komp. Bloğu Kapağı     |
| 7. Kör Flanş              | 8. Krank Mili      | 9. Sıcak Silindir Pistonu |
| 10. Sıcak Silindir        | 11. Soğuk Su Ceket | 12. Isıtma Bloğu          |

İmalatı yapılan kompresörün şematik resmi Şekil 4.1’de görülmektedir. Kompresörün temel parçalarını oluşturan, kompresör bloğu, krank mili, sıcak silindir ve pistonu, soğuk silindir ve pistonu ile biyel kolları, ısı geçiş parçası, volan ve kör flanş’a ait imalat özellikleri ve şematik resimler aşağıdaki alt bölümlerde verilmiştir. Ayrıca kompresör parçalarının imalat resimleri EK-1’de verilmiştir.

#### 4.1.1. Kompresör bloğu

Şekil 4.2’de görülen kompresör bloğu, SAE 2080 yağ çeliğinden imal edilmiştir. Kompresör bloğu, küp şeklindeki içi dolu malzemeden torna ve freze işlemleriyle içi boşaltılarak imal edilmiştir. Sıcak ve soğuk silindirlerinin kompresör bloğuna bağlantılarını sağlamak için bloğun sağ ve sol kısmı uygun ölçülerde flanşlı bağlantı olacak şekilde 6’şar adet M10 civata delikleri açılmıştır. Bloğun ön ve arka kısmına krank milini uygun şekilde merkezlemek için bloğun iç kısmına rulman yatakları yapılmıştır ve krank miline uygun delikler açılmıştır. Bloğun altına krank milini, soğuk silindir pistonu ve sıcak silindir pistonunun bağlantısını yapabilmek için veya herhangi bir arıza esnasında müdahale için kapak yapılmıştır ve bu kapağın bloğa bağlantısı 4 adet M8 vidalı olarak imal edilmiştir.



Şekil 4.2. Kompresör bloğu

Kompresör bloğunun üst kısmına üç adet M10 vida açılmıştır. Bunlardan birincisi pistonlarda kompresör bloğuna kaçan soğutucu akışkan basıncını ölçmek için

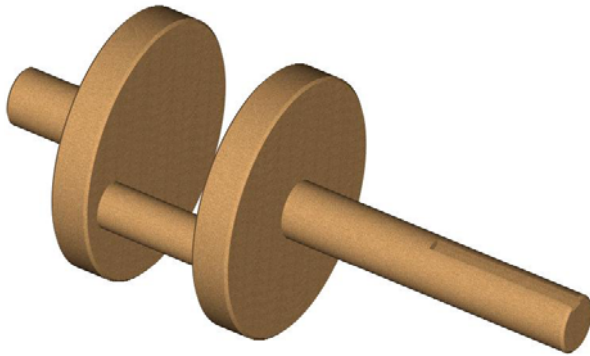
kullanılan manometre için, ikincisi yağlama yağını doldurmak için, üçüncüsü ise pistonlardan kompresör bloğuna kaçan gazı tekrar sisteme aktarmak için dişli vida delikleri imal edilmiştir. Kompresör bloğunun arka kısmına krank milini merkezlemek için açılan delikten sistemde dolaşacak akışkanın dışarı kaçmasını engellemek için imal edilen kör flanş bağlantısını yapabilmek için 5 adet M6 vida açılmıştır.

#### 4.1.2. Krank mili

Şekil 4.3 'de görülen krank mili aşağıdaki parçalardan meydana gelmektedir.

Ana mil: SAE 2080 yağ çeliğinden imal edilmiştir. 900 °C'de sertleştirilerek hassas olarak taşlanmıştır.

Sıcak silindir pistonu ve soğuk silindir pistonu biyeli muylusu: SAE 2080 yağ çeliğinden imal edilmiştir. Ana mile sıkı geçme olarak takılmıştır. Ana mile geçen delik kısmı honlanmış, dış yüzeyi ise hassas olarak taşlanmış.



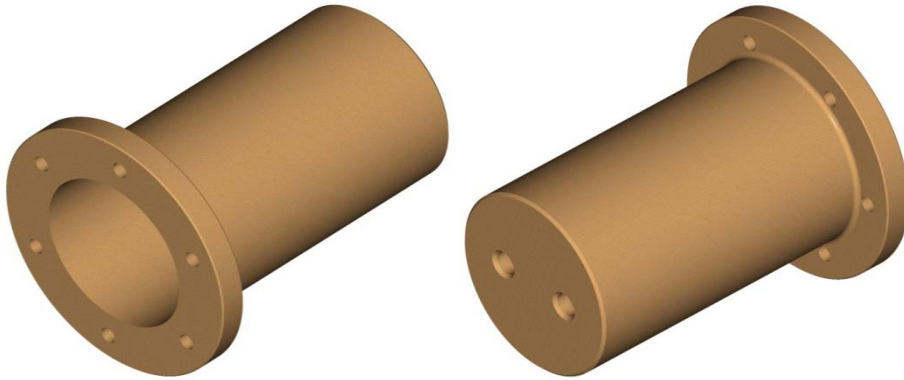
Şekil 4.3. Krank mili

Volan: SAE 2080 yağ çeliğinden imal edilmiştir. Volanlar ana mil üzerine sıcak ve soğuk silindir pistonu biyel muylusunun her iki tarafına sıkı geçme olarak yerleştirilmiştir. Salınımı engellemek için ana mil üzerine sıkı olarak geçirildikten sonra tornalanmıştır.

Krank mili, her iki ucundan sıkı geçme olarak geçirilen rulmanlar ile kompresör bloğunun iç kısmına krank mili merkezlenecek şekilde rulman yatakları yapılmıştır. Bu şekilde krank milinden dışarıya hareket alırken ortaya çıkan sızdırmazlık problemi birbirine ters 2 adet keçe konularak ortadan kaldırılmıştır.

#### 4.1.3. Soğuk silindir

Şekil 4.4'te görülen soğuk silindir tek parça olarak krom-nikel paslanmaz çelikten imal edilmiş, hassas olarak tornalanmış ve honlanmış. Soğuk silindir pistonu ile silindir arasındaki çalışma boşluğu 0,02 mm verilmiştir. Soğuk silindir alt kısmı flanşlı olarak imal edilmiştir ve kaynaklı olarak birleştirilmiştir. Üst kısmı ise krom nikel paslanmaz çelikten imal edilen bir kapakla kaynaklı birleştirme ile kapatılmıştır ve kapak üzerine iki adet M10 vida açılmıştır. Vidalardan bir tanesi sıcak silindir ile bağlantısını sağlamak amacıyla diğer vida ile de soğutma sistemi ile bağlantısını sağlamak amacıyla yapılmıştır. Alt kısımdan kompresör bloğuna 5 adet M8 civata ile bağlanmıştır.

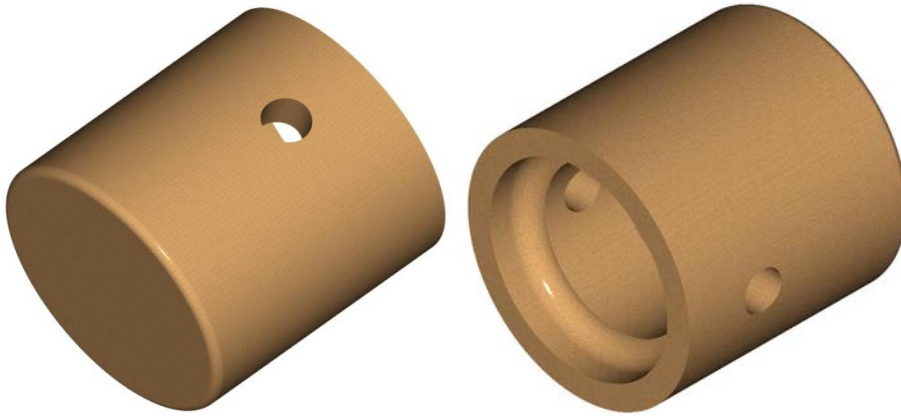


Şekil 4.4. Soğuk silindir

#### 4.1.4. Soğuk silindir pistonu

Soğuk silindir pistonu, sürekli bir yağlama gerektirmemesi ve sıcaklığa bağlı genişleme katsayısı düşük olması sebebiyle Sphero döküm malzemedен segmansız

olarak imal edilmiştir (Şekil 4.5). Soğuk silindir pistonu yüzeyi hassas olarak taşlanmış ve soğuk silindire 0,02 mm boşlukla alıştırılmıştır. SAE 2080 yağ çeliğinden imal edilmiş ve hassas olarak taşlanmış bir pim ile biyel koluna bağlanmıştır. Pim, güç pistonunun iç kısmından iki adet sekmanla bağlanmış, biyel kolunda ise serbest pozisyonundadır.

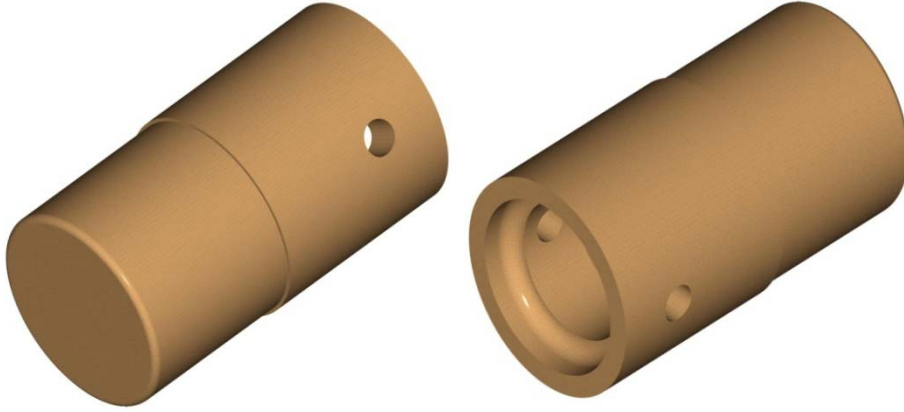


Şekil 4.5. Soğuk silindir pistonu

#### 4.1.5. Sıcak silindir pistonu

Sıcak silindir pistonu, sürekli bir yağlama gerektirmemesi, sıcaklığa bağlı genleşme katsayısı düşük olması ve korozyondan korumak amacıyla Sphero döküm malzemedен segmansız olarak imal edilmiştir (Şekil 4.6). Sıcak silindir pistonu yüzeyi hassas olarak taşlanmış ve sıcak silindire 0,02 mm boşlukla alıştırılmıştır.

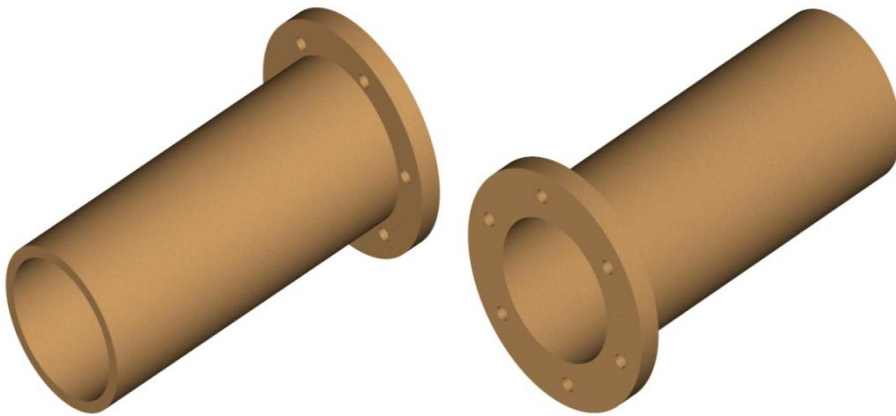
Sıcak silindir pistonunu yüksek sıcaklığa karşı korumak ve ölü hacmi minimuma indirmek amacıyla üst kısmına yine Sphero döküm malzemedен bir bütün olarak kubbe imal edilmiştir. Eksen kaçıklığını önlemek için piston ve uzantısı tek parça olarak işlenmiştir. Sıcak silindir pistonu, SAE 2080 malzemedен yapılmış ve hassas olarak taşlanmış bir pim ile biyel koluna bağlanmıştır. Pim, sıcak silindir pistonunun iç kısmından iki adet sekmanla bağlanmış, biyel kolunda ise serbest pozisyonundadır.



Şekil 4.6. Sıcak silindir pistonu

#### 4.1.6. Sıcak silindir

Sıcak silindirin sıcaklık ve korozyona dayanımını sağlamak amacıyla krom-nikel paslanmaz çelik malzemeden imal edilmiştir (Şekil 4.7). Sıcak silindirin iç yüzeyi hassas bir şekilde honlanmış ve sıcak silindir pistonu ile aralarında 0,02 mm boşluk kalacak şekilde birbirine alıştırılmıştır. Sıcak silindirin üst kısmına sistemde dolaşacak olan akışkanı ısıtmak için yine krom nikel paslanmaz çelikten, ısıtma bloğu imal edilmiştir. Blok sıcak silindire kaynaklı olarak birleştirilmiştir.



Şekil 4.7. Sıcak silindir

Isıtma bloğunun üzerine krom nikel paslanmaz çelikten bir kapak imal edilmiş ve kaynaklı olarak birleştirilmiştir. Soğuk silindir ile bağlantıyı sağlamak için kapağın



merkezine bir adet M10 vida açılmıştır. Sıcak silindir pistonu ile sıcak silindirin genişmeden dolayı sıkışmasını engellemek amacıyla soğuk su ceketi imal edilmiş ve sıcak silindire dıştan geçirilmiştir. Silindirin alt kısmına bir flanş kaynatılmış ve kompresör bloğuna 5 adet M8 cıvata ile bağlanmıştır.

#### 4.1.7. Biyel kolları

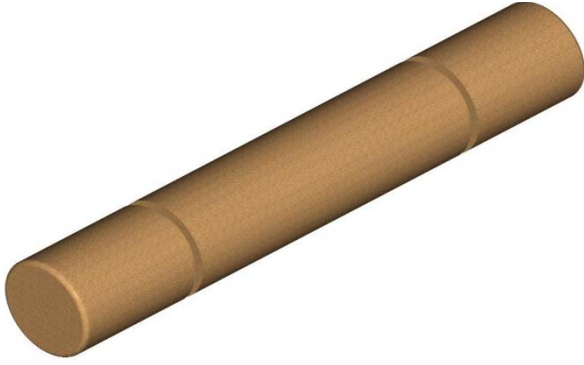
Bronz malzemedan lazerle ölçülerine uygun kesilerek aynı ölçülerde iki adet biyel kolu imal edilmiştir. Bunlardan bir tanesi sıcak silindir pistonunu, diğeri ise soğuk silindir pistonunu krank miline bağlamak için imal edilmiştir (Şekil 4.8). Biyel ayağı piston pimlerine hassas bir şekilde alıştırılmıştır. Biyel başı ise muyluya iki adet M4 vidayla monte edilecek şekilde muylu çapına alıştırılmıştır. Biyel kesiti hafifletmek, atalet kuvvetlerini azaltmak ve dayanımı artırmak için H şeklinde imal edilmiştir.



Şekil 4.8. Biyel kolu

#### 4.1.8. Piston pimi

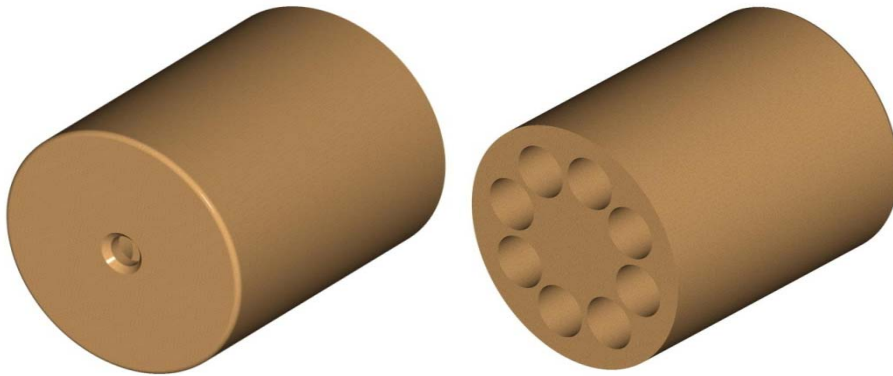
Şekil 4.9’da görülen piston pimi, SAE 2080 yağ çeliğinden biyel kolları ile pistonların bağlantısı için iki adet imal edilmiştir. Pimlerin üzerine pistonların çalışması esnasında pimlerin sağa-sola kaymasını engellemek amacıyla sekman yatakları açılmıştır.



Şekil 4.9. Piston pimi

#### 4.1.9. Isıtma bloğu

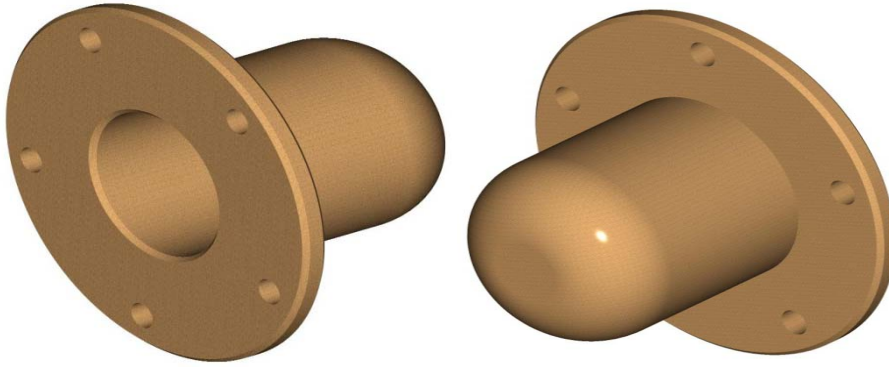
Şekil 4.10’da görülen Isıtma bloğu, sıcak silindirin önüne sistemde dolaşacak akışkanı ısıtmak amacıyla tasarlanmış ve imal edilmiştir. Isıtma bloğu, sıcak silindir ile aynı özellikte olan krom–nikel paslanmaz çelik malzemeden imal edilmiştir. Isıtma bloğuna 15 mm çapında 8 adet delik açılmıştır ve ön yüzeyi krom–nikel paslanmaz çelik malzemeden bir kapak ile kaynaklı birleştirme ile kapatılmış ve bu kapağa M10 vidalı delik açılmıştır. Bu delik, sıcak ve soğuk silindirlerin bağlantısını sağlamak amacıyla yapılmıştır. Isıtma bloğunun diğer tarafı da sıcak silindirine kaynaklı şekilde birleştirilmiştir.



Şekil 4.10. Isıtma bloğu

#### 4.1.10. K r flanş

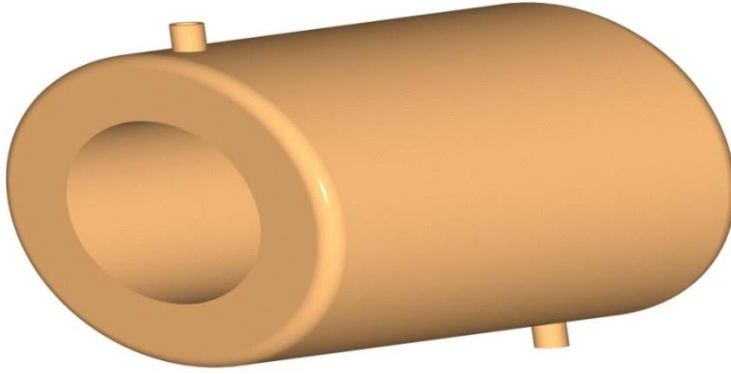
Silindirler ile piston yüzeyleri honlama işlemiyle (% 2 hassasiyetle) birbirine alıştırılmıştır, fakat pistonlardan kompresör bloğuna gaz kaçağı sıfıra indirilememiştir. Kompresör bloğuna gelen akışkanın dışarıya kaçmasını engellemek amacıyla Şekil 4.11'de görülen k r flanş imal edilmiştir. K r flanş, SAE 2080 yağ çeliğinden 5 adet M6 vida açılarak, kompresör bloğuna bu vidalarla bağlantısı yapılarak sızdırmazlık sağlanmıştır.



Şekil 4.11. K r flanş

#### 4.1.11. Soğuk su ceketi

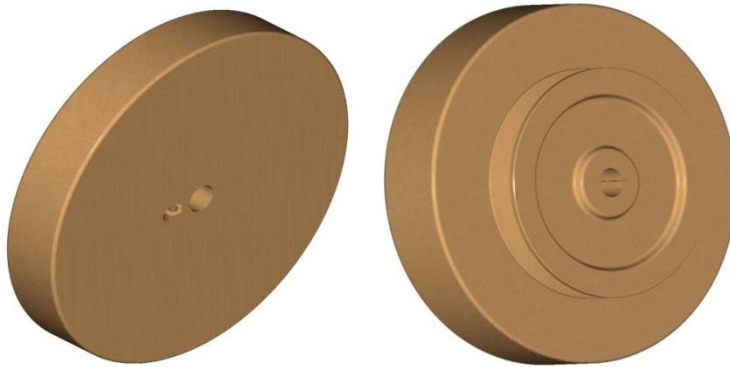
Stirling motorları dışarıdan bir ısı kaynağı ile tahrik edilerek çalıştırılmaktadır. Söz konusu bu ışıdan dolayı sıcak silindir ile sıcak silindir pistonu arasındaki hassasiyetin bozulmaması için Şekil 4.12'de görülen soğuk su ceketi tasarlanmış ve imal edilmiştir. Soğuk su ceketi, sıcak silindiri dıştan saracak Şekilde bakır malzemenen imal edilmiştir. Soğuk su ceketinin sıcak silindire montajı sıkı geçme Şeklinde yapılmış ve yüksek sıcaklığa dayanıklı sıvı conta ile sızdırmazlığı sağlanmıştır. Soğuk su ceketine, soğutucu akışkanın alttan ve üstten apraz Şekilde bağlantı ağızları konulmuştur.



Şekil 4.12. Soğuk su ceketi

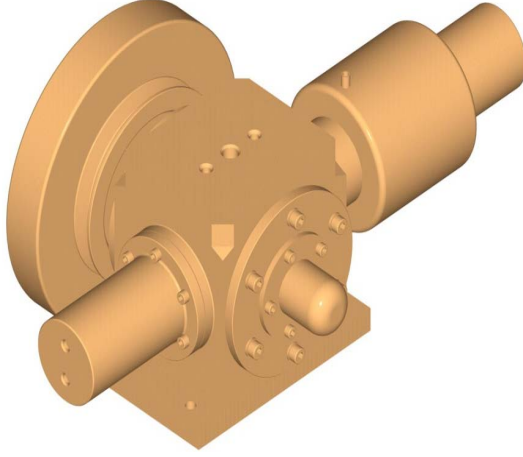
#### 4.1.12. Volan

Şekil 4.13'te görülen volan, kompresör bloğundan dışarı çıkan güç miline pistonların hareketini rahatlatmak ve pistonların hareketinin sürekliliği içindir. Volan, SAE 2080 yağ çeliğinden imal edilmiştir. Volanın merkezinden güç miline montajı sağlamak için güç miline uygun delik açılmıştır ve açılan deliğe çapraz M8 Vida açılmıştır, ayrıca güç miline ve volana açılan deliğe kama kanalı açılmıştır. Kompresörün performansını denerken elektrik motorundan hareket alabilmek için imalatı yapılan volana bir adet kasnak vidalı şekilde monte edilmiştir. Montaj için kasnak ve volan üzerine ayrıca 5 adet M6 vida açılmıştır. Kasnak ve volan birbirine açılan bu vidalarla sabitlenmiştir.



Şekil 4.13. Volan

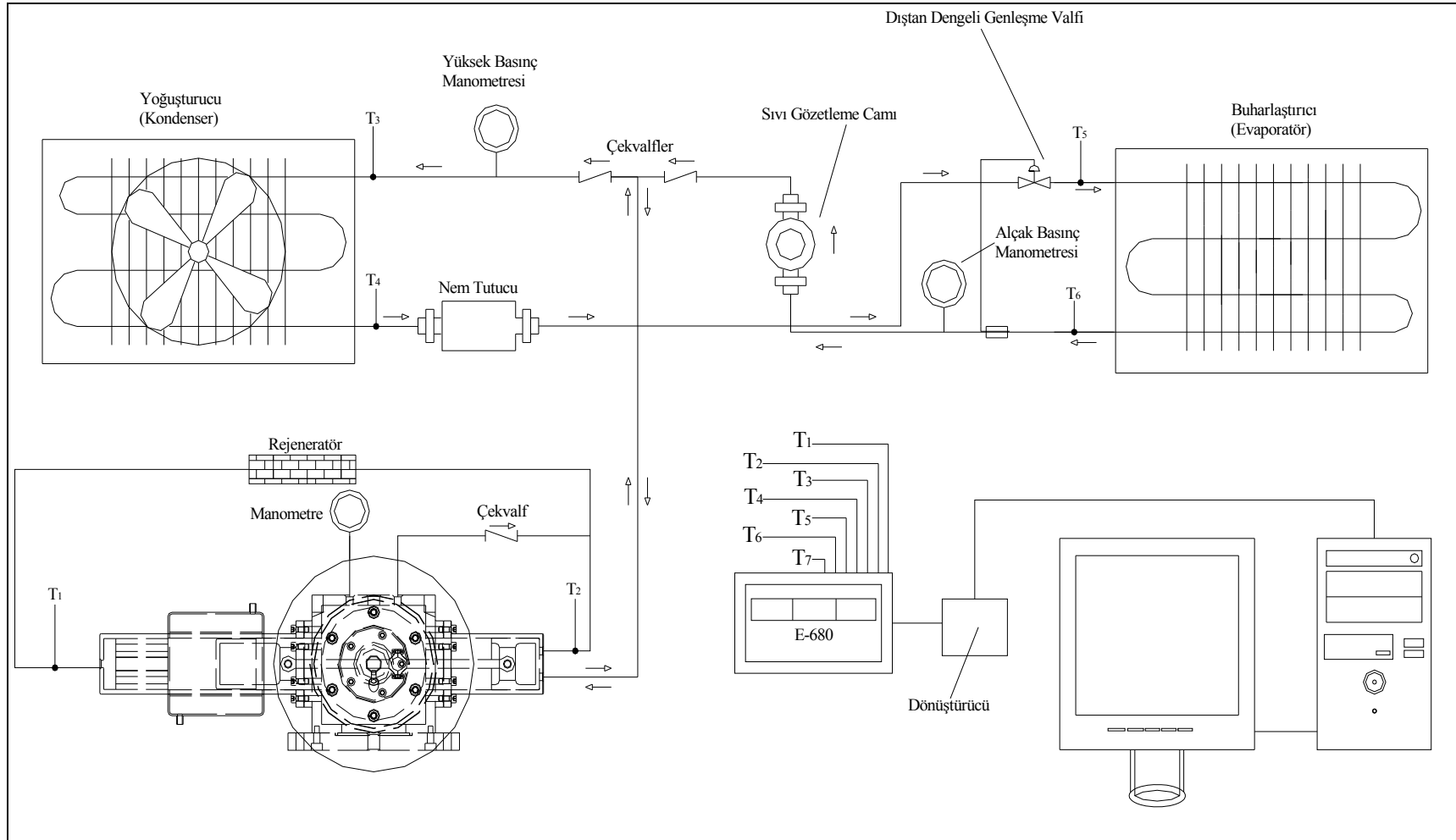
Yukarıda ayrıntılı bir şekilde anlatılan kompresör parçalarının montajlı şekli aşağıda Şekil 4.14’te verilmiştir.



Şekil 4.14. Kompresörün montajlı görüntüsü

#### **4.2. Deney Yeri**

Deneyler Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Eğitimi Anabilim Dalı soğutma laboratuvarında yapılmıştır. Deney tesisatının şematik resmi Şekil 4.15’te görülmektedir.



Şekil 4.15. Deney tesisi şematik resmi

### 4.3. Sistemde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

Akışkan seçimi yapılırken soğutucu akışkanların yüksek sıcaklıktaki davranışları göz önüne alınmıştır. Tasarlanan kompresörün sıcak silindir sıcaklığı 600 °C'ye kadar ısıtılacağından bu sıcaklıktaki soğutucu akışkanın bozulma ve tutuşma sıcaklıkları dikkate alınmıştır. Çizelge 4.1'de sistemde kullanılan soğutucu akışkanların fiziksel özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.1. Sistemde kullanılan soğutucu akışkanların fiziksel özellikleri [37, 38, 48]

Özellikler	R-134a	R-12
Kimyasal Adı	Tetra-Flor Etan	Di-Klor-Di Flor Metan
Kimyasal Formül	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F	CCL <sub>2</sub> F <sub>2</sub>
Molekül Ağırlığı, (gr/mol)	102.0	120,92
Kritik Sıcaklık, (°C)	101,1	112
Kritik Basınç, (kpa)	4067	4113
Cp gaz, (kJ/kgK)	25°C'de 0,9936	25°C'de 0,7572
Cvgaz, (kJ/kgK)	25°C'de 0,8358	25°C'de 0,5591
Buhar yoğunluğu, (kg/cm <sup>3</sup> )	25°C'de 3,6	25 °C'de 4.26
Sıvı yoğunluğu, (kg/cm <sup>3</sup> )	25°C'de 1.21	25 °C'de 1.315
Atmosferde Kaynama Noktası, (°C)	-26,16	-29,79
Renk	Renksiz	Renksiz
Tutuşma Sıcaklığı, (°C)	743	750
Ayrışma veya Bozulma Sıcaklığı	Bilinmiyor	Bilinmiyor

### 4.4. Isı Kaynağı

Isı kaynağı olarak Oksi – Asetilen kaynağında kullanılan ve 2 000 °C'ye kadar ısıtma yapabilen Oksijen ve asetilen gazı yakılarak şaloma kullanılmıştır.

### 4.5. Ölçüm Cihazları

#### 4.5.1. Dijital takometre

Kompresör devrinin ölçülmesinde, 5 – 100 000 1/min aralığında ölçüm yapabilen, 0,1 min<sup>-1</sup> kararlılığına sahip, DT – 2234A model dijital takometre kullanılmıştır (Resim 4.2).



Resim 4.2. DT – 2234A model dijital takometre

#### 4.5.2. Elektrik sayacı

Deney aşamasında saatteki kullanılan elektrik sarfiyatını belirlemek için çok tarifeli aktif elektronik sayaç kullanılmıştır (Resim 4.3).



Resim 4.3. Çok tarifeli aktif elektronik elektrik sayacı



### 4.5.3. Sıcaklık ölçüm cihazları

Sıcaklık verilerinin edinilmesi için, önce ısı çift ve ölçüm cihazı tipinin belirlenmesi gerekir.

#### Isıl çiftin belirlenmesi

Isıl çift eleman teli cinsleri çalışma sıcaklıklarına göre oldukça farklılık göstermektedir. - 200 °C'den 2 000 °C'ye kadar çeşitli sıcaklık aralıklarında en çok kullanılan DIN 43710 ve IEC 584 Standard ısı çift eleman teli çeşitleri aşağıda olduğu gibidir [59-61].

Bu ısı çiftlerin sıcaklık limitleri ve standart kodları ise Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Isıl çiftlerin sıcaklık limitleri ve standartları [54]

Girişler	Çalışma Aralıkları		
	Tip	Minimum	Maksimum
Cu - Const	Tip-U	-200°C	600°C
Cu - Const	Tip-T	-200°C	400°C
Fe - Const	Tip-L	-200°C	850°C
Fe - Const	Tip-J	-200°C	1300°C
Cr - Al	Tip-K	-200°C	1300°C
NiCr - Ni	Tip-K	-200°C	1300°C
Cr Const	Tip-E	-200°C	1000 °C
Nikrosil Nisil	Tip-N	-200°C	1200°C
Pt%10Rh-P	Tip-S	0	1760
Pt%13Rh-Pt	Tip-R	0	1760
Pt%18Rh-Pt	Tip-B	60	1800
Pt-100	$\alpha=0.385$	-200	840
mV	0-1000 mV	-1999 birim	9999 birim
mA	0-20 mA	-1999 birim	9999 birim
V	0-10 V	-1999 birim	9999 birim

Bu bilgilerin ışığında tasarlanan sistem için en uygun olan ısı çiftler “L” tipi Fe-Const veya “J” tipi Fe-Const’ dur. “L” tipi Fe-Const ısı çiftinin sıcaklık değerleri, sistem çalışma sıcaklıklarına yakın olmasından ve hassasiyetinin düşük olması, buna karşılık “J” tipi Fe-Const ısı çiftinin düşük sıcaklık uygulamalarında yaygın olarak kullanılması ve sistemdeki çalışma sıcaklık aralığına uygun olması sebebiyle “J” tipi Fe-Const ısı çift kullanılması karar verilmiştir.

### Sıcaklık ölçüm cihazı

Deney esnasında dokuz noktadan ölçülen verilerin tespiti ve elde edilen verilerin bilgisayara aktarılması için Elimko marka E – 680 Serisi universal girişli-gelişmiş tarayıcı seçilmiştir (Resim 4.4). Bu cihaza ait teknik özellikler Çizelge 4.3'te detaylı olarak verilmiştir.



Resim 4.4. Elimko E – 680 serisi universal girişli gelişmiş tarayıcı

Çizelge 4.3. Sıcaklık ölçüm cihazının teknik özellikleri

	Özellikler
Doğruluk Sınıfı	0.5
Gösterge Ayırımı	1/9999
Gösterge	9 Digit LED (14 mm)
A/S Çevirim	16 bit
S/A Çevirim	12 bit
Giriş Seçme Aralığı	0.2–9.9 Saniye / Kanal
Gösterge Tarama Aralığı	1–99 Saniye / Kanal
Çalışma Ortam Sıcaklığı	-10 ÷ 55°C
T/C Ortam Sıc. Kom.	0–50°C
Kontak Formları	Alt (LO) veya üst (HI)
Sabit Band	0–9999 EU*
Çalışma Gerilimi	85–265 V AC 85–375 V DC 20–60 V AC 20–85 V DC
Güç Sarfı	Max. 10 VA
Kontak Kapasitesi	NA Kontak 250 V AC 5 amp
Giriş İşareti	T/C, R/T, mA, mV, V
Ölçü Elemanı	Termokupl Rezistans termometre Diğerleri = Standart ve özel çıkışlı transmitter ve çeviriciler
Bellek	EEPROM max. 105 yazma

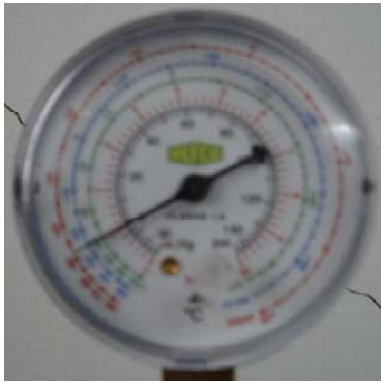
#### 4.5.4. Basınç ölçüm cihazları

Deney setinde üç bölgenin basıncı ölçülmüştür. Resim 4.5'te görülen soğutma sisteminde yüksek basınç bölgesinin basıncını ölçmek için sistemde kullanılan akışkanlara uygun yüksek basınç manometresi kullanılmıştır.



Resim 4.5. Yüksek basınç manometresi

Resim 4.6'da görülen soğutma sisteminde alçak basınç bölgesinin basınç değerini ölçmek için akışkanlara uygun alçak basınç manometresi kullanılmıştır.



Resim 4.6. Alçak basınç manometresi

Motorun sıcak silindir ve soğuk silindir pistonlarından motor bloğuna kaçan akışkan basıncını ölçmek için manometre kullanılmıştır.

#### **4.6. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi Elemanları**

##### (Evaporatör) Yoğuşturucu

Sistemde 1/2 HP kondenser kullanılmıştır. Ayrıca kondenserde yoğuşan soğutucu akışkandan dışarıya ısı atmak için kondenser önüne bir adet fan monte edilmiştir.

##### (Kondenser)Buharlaştırıcı

Genleşme vanasından sonra düşük basınç bölgesi elemanı ve akışkanın sıvı halden buhar hale dönüştüğü bölümdür. Sistemde 1/3 HP evaporatör kullanılmıştır.

##### Genleşme valfi

Sistemde kullanılan akışkanlara uygun dıştan dengelemeli termostatik genleşme valfi kullanılmıştır. Yüksek basınç bölgesinden gelen sıvının sistemin alçak basınç bölgesine kontrollü bir şekilde akmasını sağlar.

##### Gözetleme camı

Genleşme valf'inden tekrar kompresörün soğuk silindirine girecek olan soğutucu akışkanın sıvı ve gaz durumunu görebilmek için evaporatör çıkışına bir adet sıvı gözetleme camı monte edilmiştir.

##### Çekvalfler

Soğutma sisteminde kullanılan akışkan yönünü belirlemek için soğutma sistemine uygun iki adet çekvalf kullanılmıştır. Çekvalf'lerden biri, soğuk silindirdeki piston emme pozisyonundayken bir miktar soğutucu akışkan sıcak silindirden gelirken bir miktarda evaporatör tarafından gelecek şekilde konumlandırılmıştır. İkinci çekvalf ise soğuk silindirdeki piston basma pozisyonundayken bir miktar soğutucu akışkan sıcak silindire giderken, soğuk silindir emme pozisyonunda iken evaporatörden

ektiği soğutucu akışkanı bu kez kondensere basacak şekilde konumlandırılmıştır. Sistemde kullanılan üçüncü çekvalf ise sıcak silindir ve soğuk silindir pistonlarından kompresör bloğuna kaçan soğutucu akışkanı tekrar sisteme aktarmak için kullanılmıştır.

## **5. DENEY SONUÇLARI**

Tasarlanan ve imal edilen kompresör ile yapılan deneyler iki bölümden oluşmaktadır. Birinci bölüm deneylerde kompresör, dışarıdan elektrik motoruyla hareket ettirilerek, R-12 ve R-134a soğutucu akışkanları için soğutma performansı belirlenmiştir. İkinci bölümde ise birinci bölüm deney şartları değiştirilmeden, aynı anda sıcak silindir dışarıdan bir ısı kaynağı ile ısıtılarak kompresör performansındaki değişim belirlenmiştir.

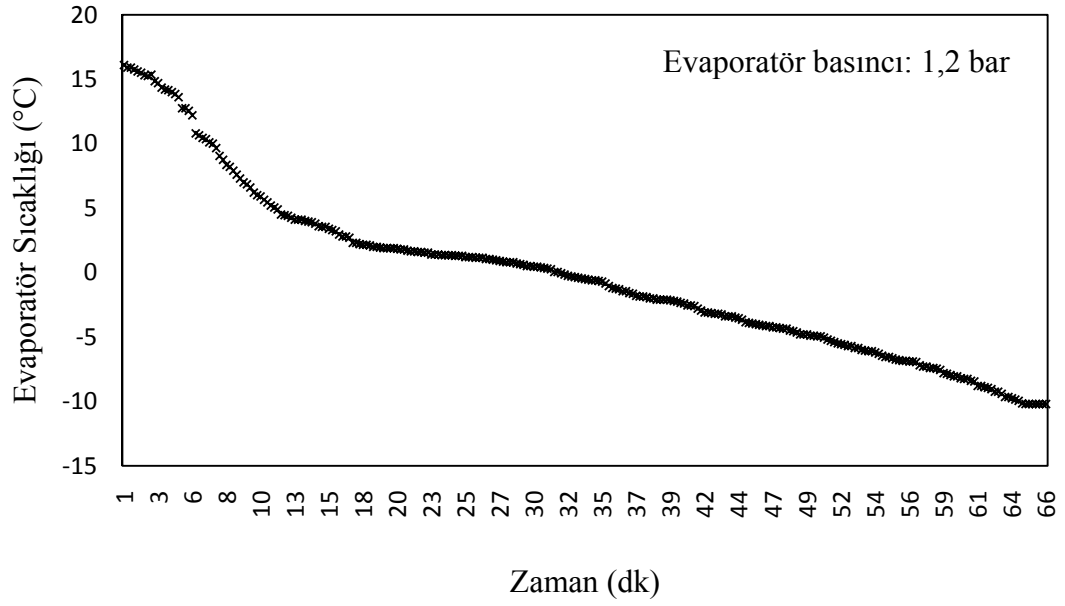
Yapılan deneylerde, evaporatör ve kondenser giriş çıkış sıcaklıkları, sıcak ve soğuk silindirdeki soğutucu akışkan sıcaklıkları, sıcak silindir sıcaklığı ve ortam sıcaklığı her 15 saniyede bir ölçülmüştür. Sistem rejime ulaşıncaya kadar deneylere devam edilmiş ve rejime ulaştıktan sonra deneyler sonlandırılmıştır. Elde edilen sıcaklıklara göre sistem performansı (COP) hesaplanmıştır.

### **5.1. Elektrik Motoruyla Yapılan Deney Sonuçları**

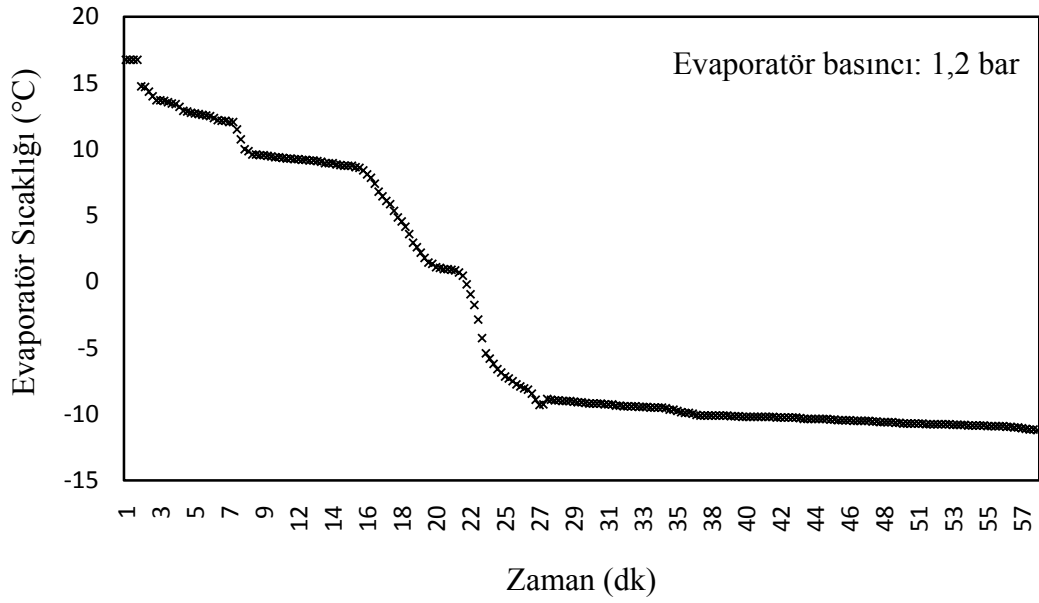
Elektrik motoruyla iki değişik şartlarda deney yapılmıştır. Birinci deneylerde, sıcak silindir ile soğuk silindiri birbirine bağlayan boru üzerine monte edilen iki adet vananın açık olduğu deneyleri kapsamaktadır. İkinci kısım deneylerde ise bağlantı borusu üzerinde bulunan vanaların kapalı olduğu deneleri kapsamaktadır.

#### **5.1.1. Vanalar açık yapılan deney sonuçları**

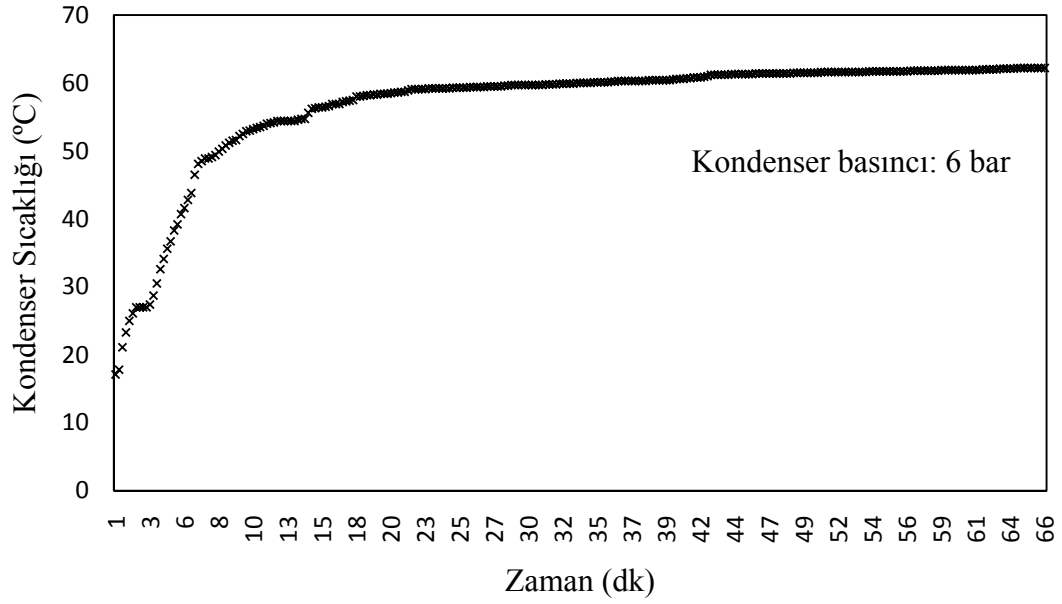
R-12 ve R-134a soğutucu akışkanları için ölçülen sıcaklar ve hesaplanan COP değerlerine ait grafikler Şekil 5.1 - Şekil 5.6'da verilmiştir.



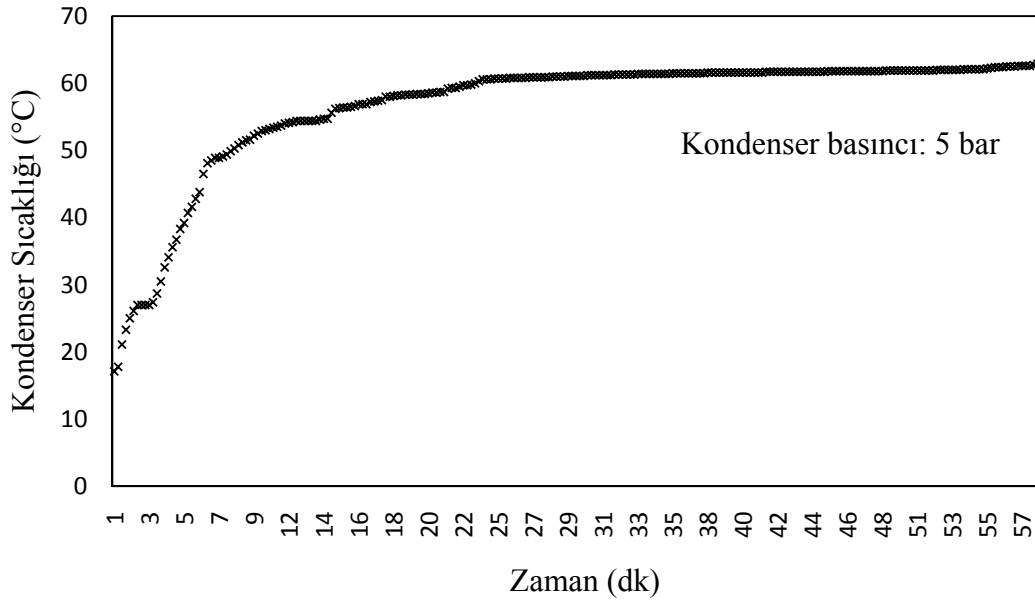
Şekil 5.1. R-12 soğutucu akışkanının evaporatör sıcaklığının zamana göre değişimi



Şekil 5.2. R-134a soğutucu akışkanının evaporatör sıcaklığının zamana göre değişimi



Şekil 5.3. R-12 soğutucu akışkanının kondenser sıcaklığının zamana göre değişimi



Şekil 5.4. R-134a soğutucu akışkanının kondenser sıcaklığının zamana göre değişimi

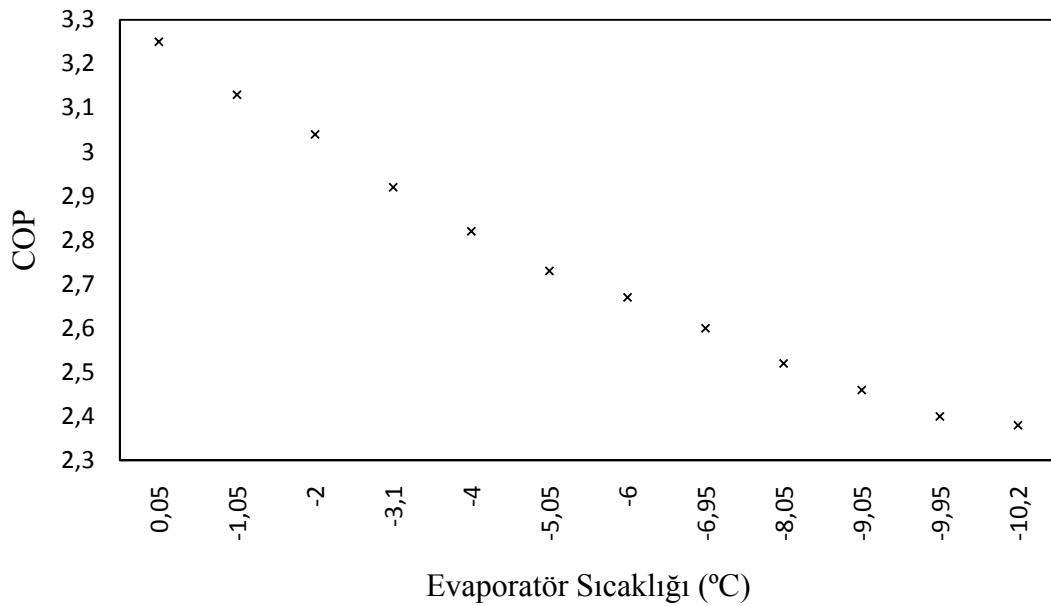
Şekil 5.1 ve Şekil 5.2'de R-12 ve R-134a soğutucu akışkanların evaporatör sıcaklıklarının ve Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'te ise kondenser yüzey sıcaklıklarının zamana göre değişimi görülmektedir. Akışkanların kondenser sıcaklıklarında fazla bir farklılık olmamasına rağmen evaporatördeki sıcaklık değişimleri fazla olmuştur.



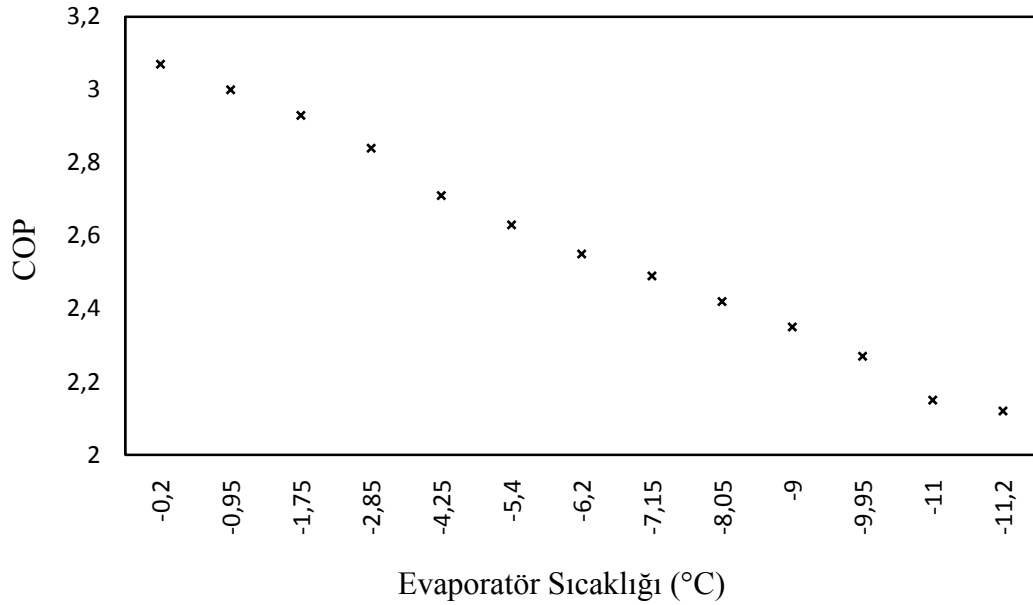
Akışkanların hepsi yaklaşık ilk onuncu dakika içerisinde benzer bir davranış göstererek 10 °C sıcaklığa düşmektedir. Ancak R-134a yirminci dakika sonunda 0 °C 'nin altına düşmüş ve otuzuncu dakikada sıcaklık bakımından kararlı hale gelerek -10 °C sıcaklığa ulaşmıştır. Deneyin kalan bölümünde R-134a'nın sıcaklığında fazla bir değişim görülmemiş en düşük değer -12 °C olmuştur.

R-12, ilk on dakikadan sonra R-134a'nın tersine, sıcaklık düşüş hızında yavaşlama göstermiştir. R-12, otuzbeş dakika sonunda 0 °C'ye ve yavaş bir düşüşle atmışbeş dakika sonunda R-134a'nın otuz dakikada yakaladığı sıcaklığa ulaşabilmiştir. Deney süresince en düşük değer -10 °C olmuştur.

Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'da R-134a ve R-12 soğutucu akışkanlar için hesaplanan COP değerlerinin evaporatör sıcaklığına göre değişimi grafiklerle verilmiştir.



Şekil 5.5. R-12 için evaporatör sıcaklığına göre COP değişimi



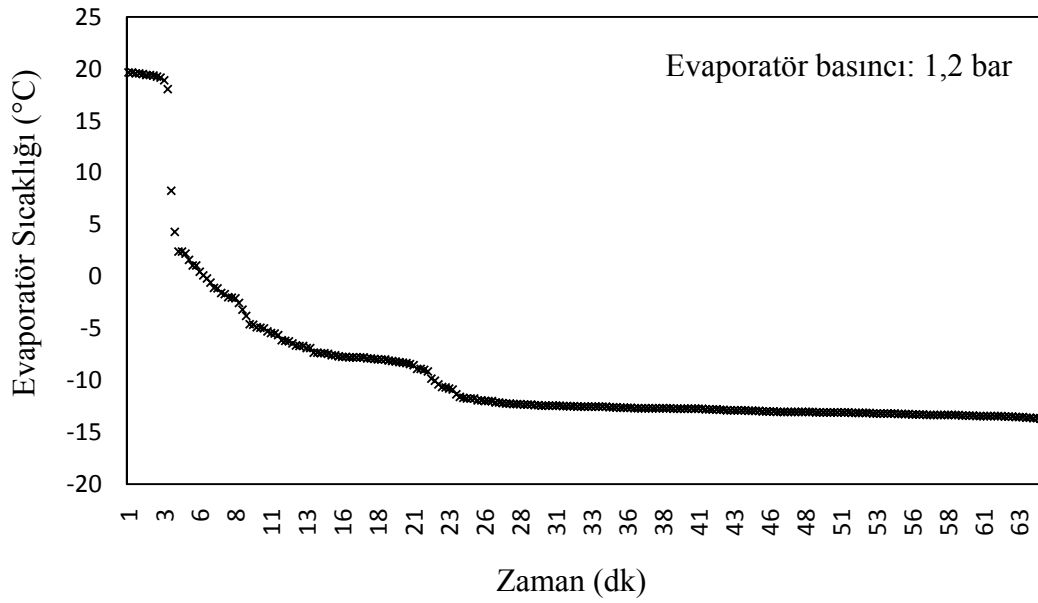
Şekil 5.6. R-134a için evaporatör sıcaklığına göre COP değişimi

COP hesaplamaları her bir akışkan için  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile en düşük evaporatör yüzey sıcaklığı aralığı için hesaplanmıştır. Şekil 5.5'te görüldüğü gibi R-12 için  $0\text{ }^{\circ}\text{C} \sim -10\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık aralığında en düşük ve en yüksek COP değerleri  $2,38 \sim 3,25$  olarak belirlenmiştir.

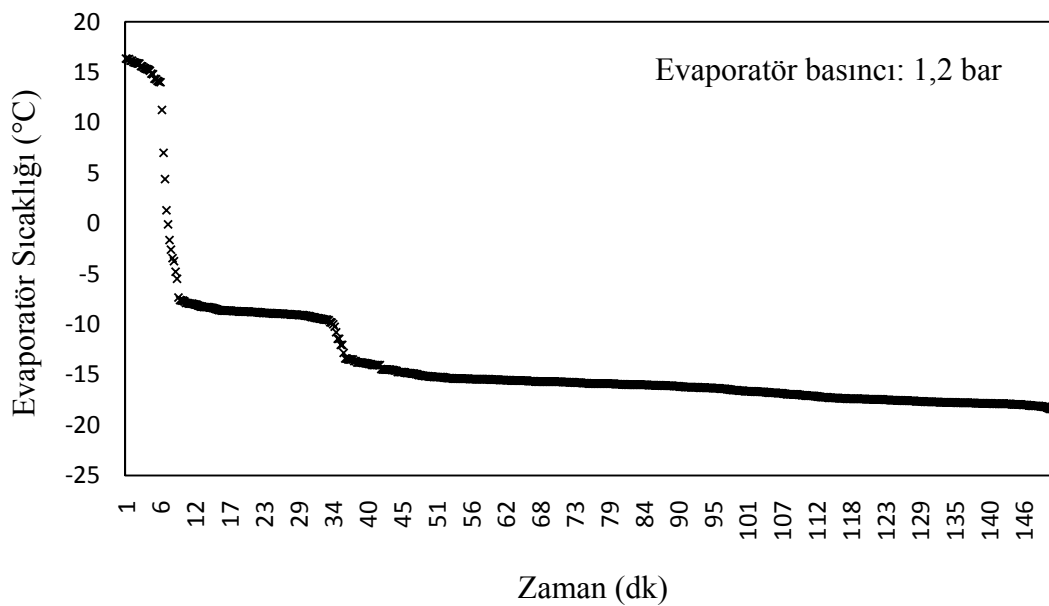
Şekil 5.6'dan da R-134a için  $0\text{ }^{\circ}\text{C} \sim -12\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık aralığında COP en düşük  $2,12$ , en yüksek  $3,07$  olarak belirlendiği görülmektedir. Şekillerden R-12'nin daha iyi bir COP'ye sahip olduğu görülmektedir. Ancak, Şekil 5.1 ile Şekil 5.4'teki grafikler birlikte değerlendirildiğinde, her iki akışkanın kondenser sıcaklıkları birbirine çok yakın olmalarına karşın, R-134'nın evaporatör sıcaklığı daha düşüktür. Bu da evaporatör ile kondenser sıcaklıkları arasındaki farkın yüksek olması ve dolayısıyla bu noktalarda COP'nin küçük çıkmasına sebep olmaktadır. Dolayısıyla sistem çalışma sıcaklıkları ve COP'leri beraber değerlendirildiğinde vanalar açık konumdayken, R-134a'nın R-12'ye göre daha iyi performansa sahip olduğu görülmektedir.

### 5.1.2. Vanalar kapalı yapılan deney sonuçları

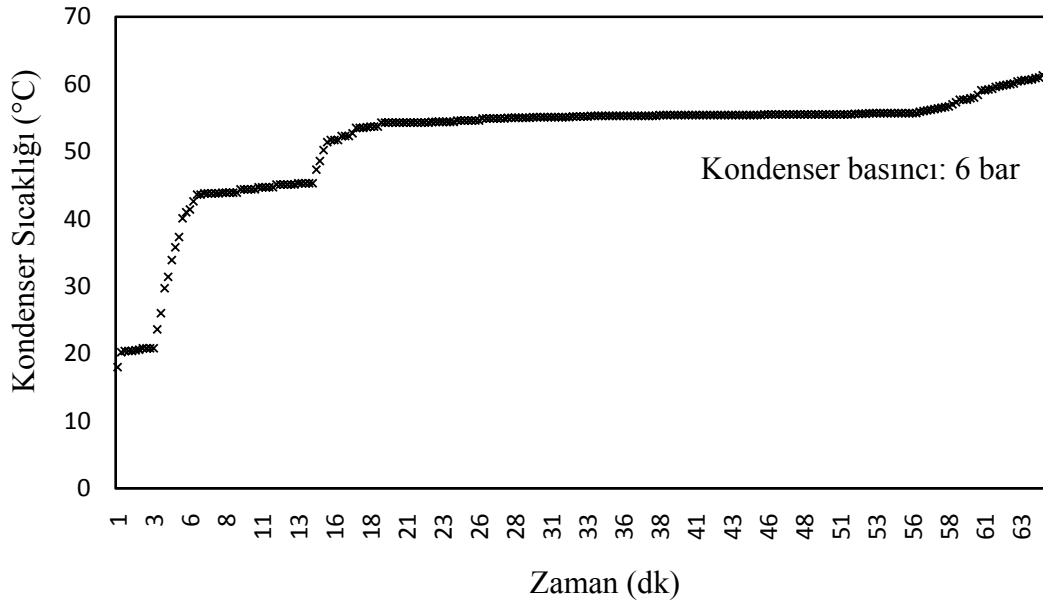
Vanalar kapalı konumdayken, R-12 ve R-134a soğutucu akışkanları için ölçülen sıcaklıklar ve hesaplanan COP değerlerine ait grafikler Şekil 5.7 - Şekil 5.12'de verilmiştir.



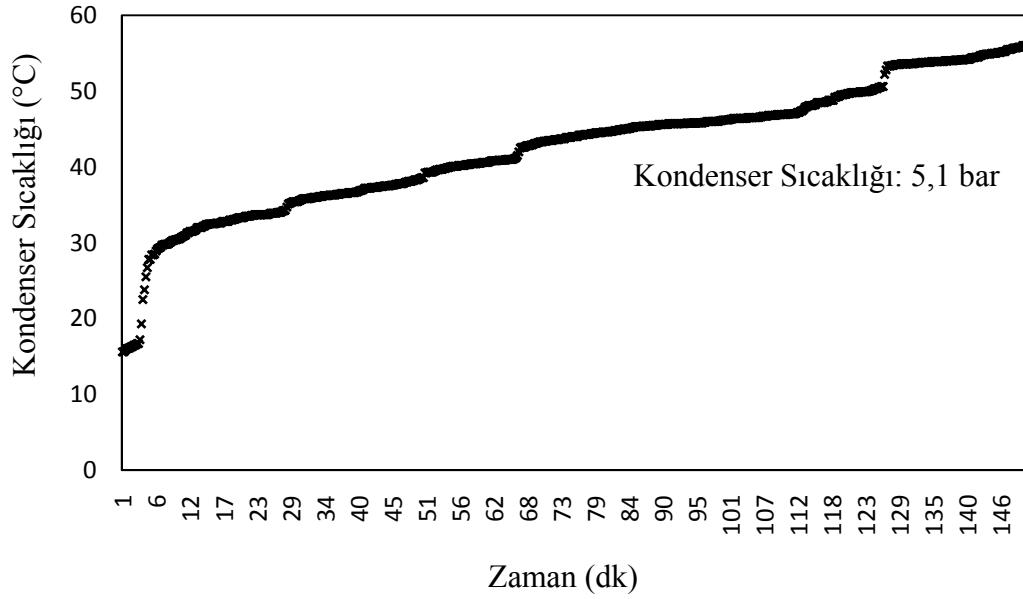
Şekil 5.7. R-12 soğutucu akışkanının evaporatör sıcaklığının zamana göre değişimi



Şekil 5.8. R-134a soğutucu akışkanının evaporatör sıcaklığının zamana göre değişimi



Şekil 5.9. R-12 soğutucu akışkanının kondenser sıcaklığının zamana göre değişimi

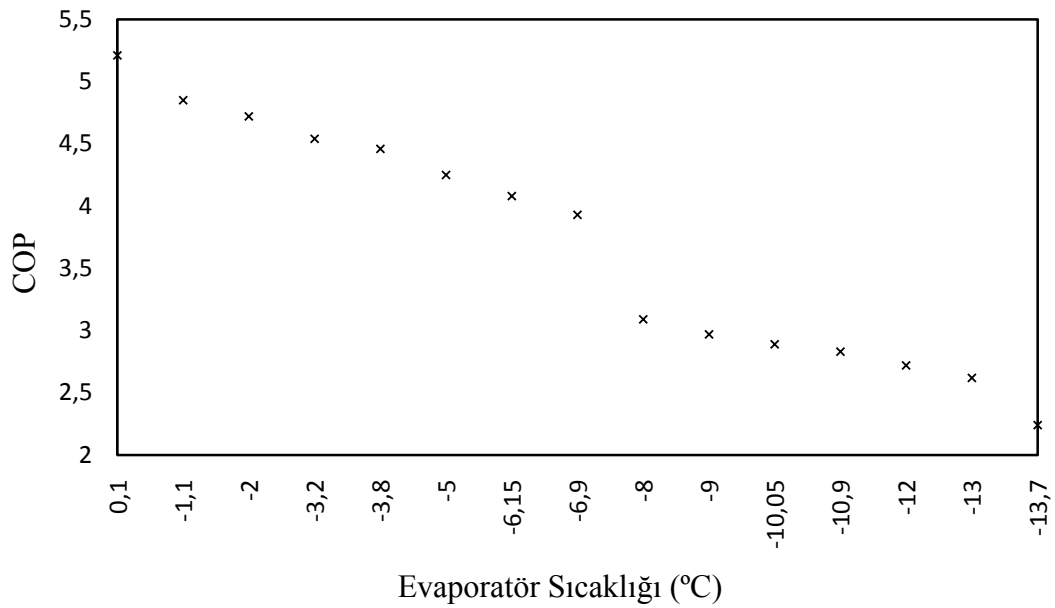


Şekil 5.10. R-134a soğutucu akışkanının kondenser sıcaklığının zamana göre değişimi

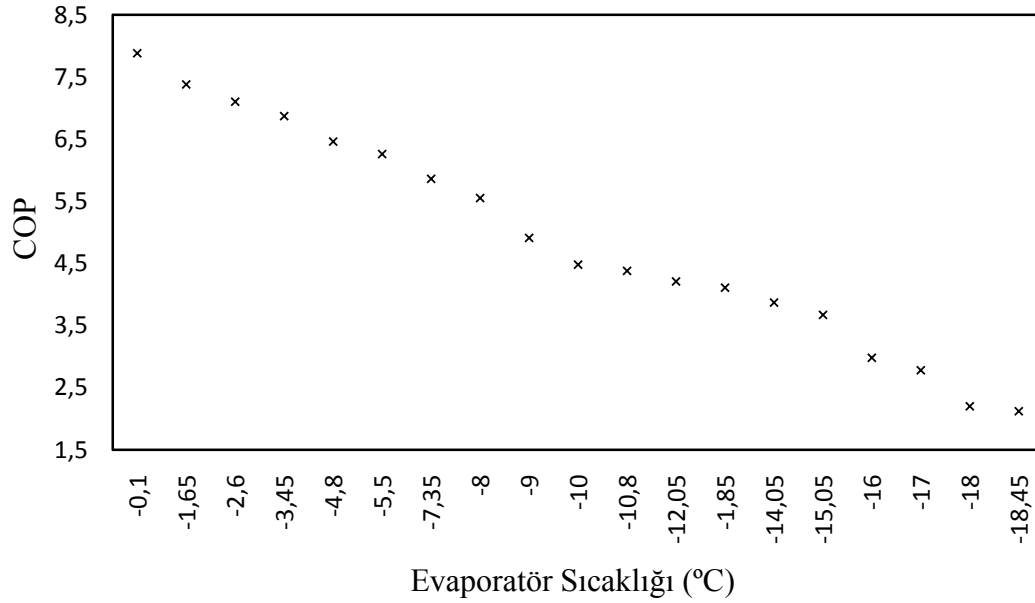
Şekil 5.7 ve Şekil 5.8’de R-12 ve R-134a’nın evaporatör sıcaklıklarının ve Şekil 5.9 ve Şekil 5.10’da ise kondenser sıcaklıklarının zamana göre değişimi görülmektedir. Akışkanların kondenser yüzey sıcaklıkları, deneylerin ilk bölümünü oluşturan

vanalar açıkken yapılan deneylere benzer bir sonuç vermiş, çok fazla farklılık göstermemiştir.

Akışkanlar, beşinci dakikadan sonra 0 °C sıcaklığa ulaşmışlardır. R-12 daha sonraki onbeş dakikalık süreçte yavaş bir düşüş eğilimi göstermiş, yirminci dakikada -8 °C'ye yirmibeşinci dakikada -13 °C'ye düşmüştür. Deneyin kalan kısmında sıcaklığında belirgin bir değişiklik göstermeyerek kararlı hale gelerek, deney süresince ölçülen en düşük sıcaklığı -13,7 °C olarak ölçülmüştür. R-134a soğutucu akışkanı ilk beş dakikadaki hızlı düşüşünü sürdürerek -10 °C'ye, otuzuncu dakikadan sonra ise kademeli olarak -18 °C sıcaklığa düşmüştür. Deney süresince ölçülen en düşük sıcaklık -18,45 °C ölçülmüştür.



Şekil 5.11. R-12 için evaporatör sıcaklığına göre COP değişimi

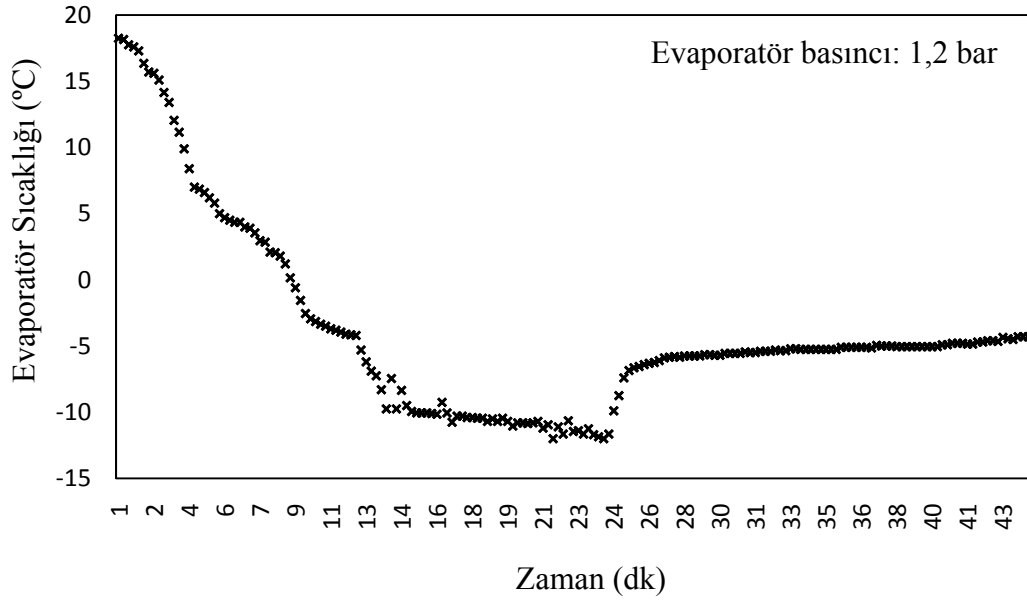


Şekil 5.12. R-134a için evaporatör sıcaklığına göre COP değişimi

COP hesaplamaları bir önceki bölümde olduğu gibi her bir akışkan için, 0 °C ile en düşük evaporatör yüzey sıcaklığı aralığındaki sıcaklıklar için hesaplanmıştır. Şekillerden COP'ler, R-12 için, 0 °C ~ – 13 °C sıcaklık aralığında en düşük 2,24 ve en yüksek 5,21; R-134a için ise 0 °C ~ – 18 °C sıcaklık aralığında en düşük 2,12 en yüksek 7,88 olarak belirlendiği görülmektedir. R-134a'nın evaporatör ve kondenser sıcaklıkları R-12'ye göre daha düşük olmasından dolayı R-134a'nın performansı R-12'ye göre daha yüksek çıkmıştır. Soğutma sistemlerinde istenilen bir özellik olan düşük kondenser ve evaporatör sıcaklığı sistemde elde edilmiştir.

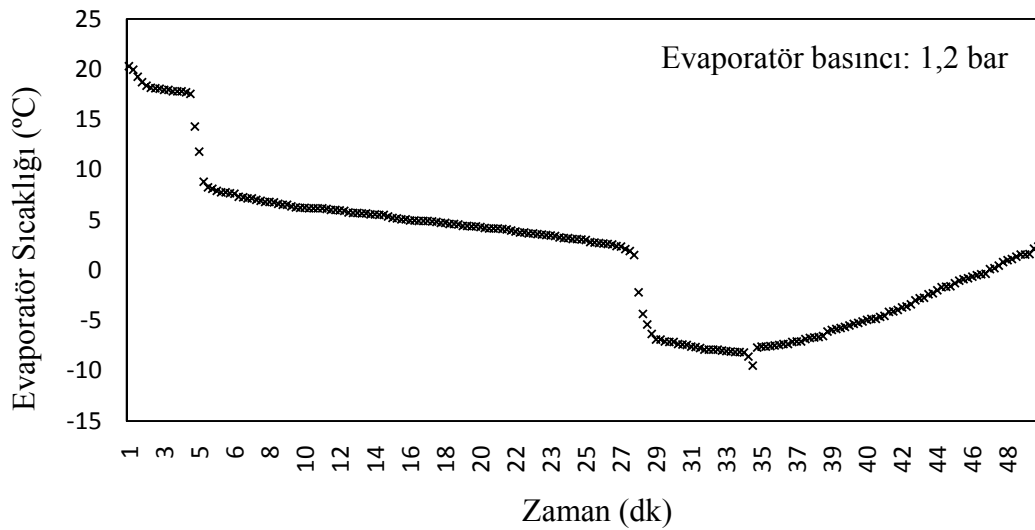
## 5.2. Isı Enerjisi Kullanarak Yapılan Deney Sonuçları

Şekil 5.13 ila Şekil 5.18'de kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken aynı anda sıcak silindire dışarıdan ısı uygulayarak ve R-134a ve R-12 soğutucu akışkanlar kullanılarak yapılan deneylere ait grafiklere yer verilmiştir.



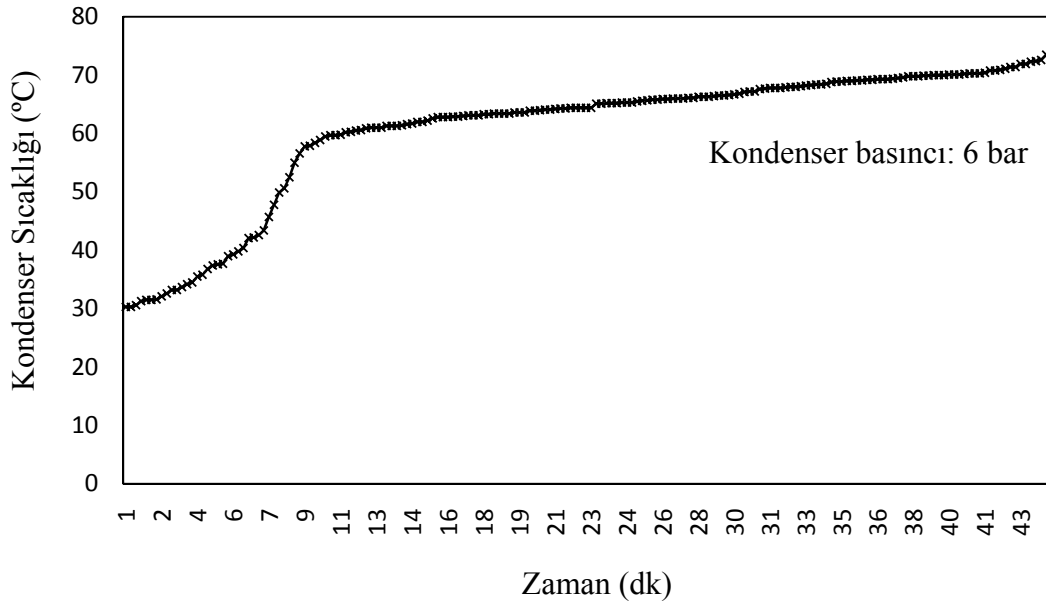
Şekil 5.13. R-134a için zamana göre evaporatör sıcaklığının değişimi

Şekil 5.13'te kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken aynı anda sıcak silindire dışarıdan ısı enerjisi uygulandığında, R-134a için zamana göre evaporatör sıcaklığının değişimi görülmektedir. Şekilden, sistemin ondördüncü dakikadan sonra rejime girdiği ve evaporatör sıcaklığı  $-10^{\circ}\text{C}$  civarında iken, yirmidördüncü dakikadan sonra  $-4^{\circ}\text{C}$  civarına yükselmiştir. Bunun sebebi olarak sıcak silindirde akışkan sıcaklığının kritik sıcaklığın üzerine çıkması olarak değerlendirilmiştir.



Şekil 5.14. R-12 için zamana göre evaporatör sıcaklığının değişimi

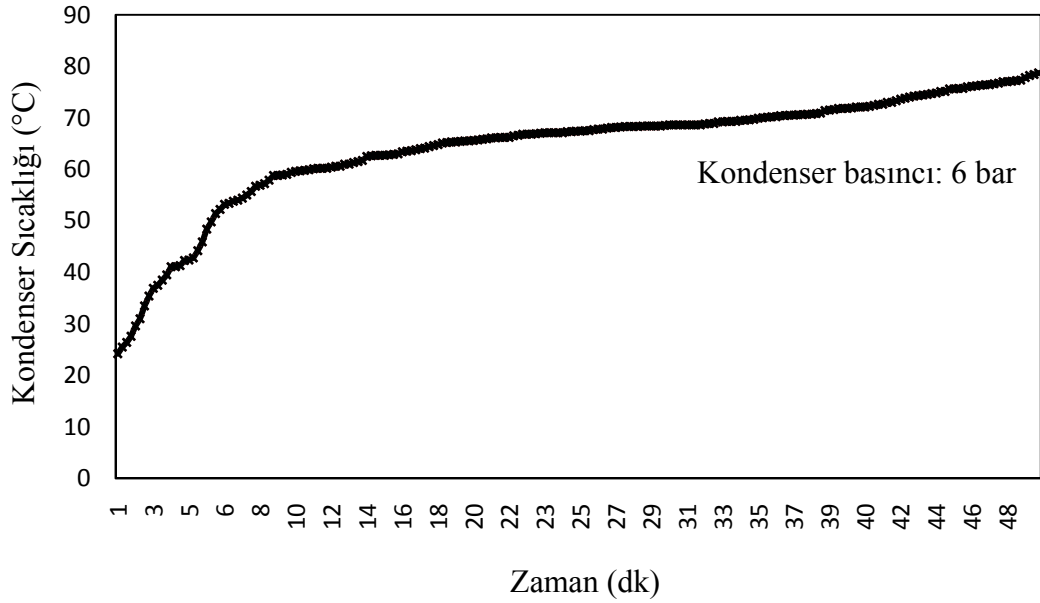
Şekil 5.14'te kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken aynı anda sıcak silindire dışarıdan ısı enerjisi uygulanıldığında, R-12 için zamana göre evaporatör sıcaklığının değişimi görülmektedir. R-12 ile yapılan deneylerde de R-134a ile yapılan deneylere benzer bir sonuç elde edilmiş; sistem otuzuncu dakikadan sonra rejime girmiş ve evaporatör sıcaklığı  $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$  civarında iken otuzbeşinci dakikadan sonra  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$  civarına yükselmiştir. Bu durumda bir önceki deneyde olduğu gibi, R-12'nin sıcaklığının sıcak silindir içerisinde kritik sıcaklık değerini aşması olarak değerlendirilmiştir.



Şekil 5.15. R-134a için zamana göre kondenser sıcaklığının değişimi

Kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken aynı anda ısı enerjisi kullanarak R-134a soğutucu akışkan ile yapılan deneyde sıcak silindir sıcaklığı  $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye ulaştığında sıcak silindir içerisindeki soğutucu akışkan sıcaklığı  $400\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve kondenser sıcaklığı  $73,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar yükselmiştir. Ancak kondenser sıcaklığı bu sıcaklıkta iken evaporatör sıcaklığı ters orantılı olarak yükselmiştir.



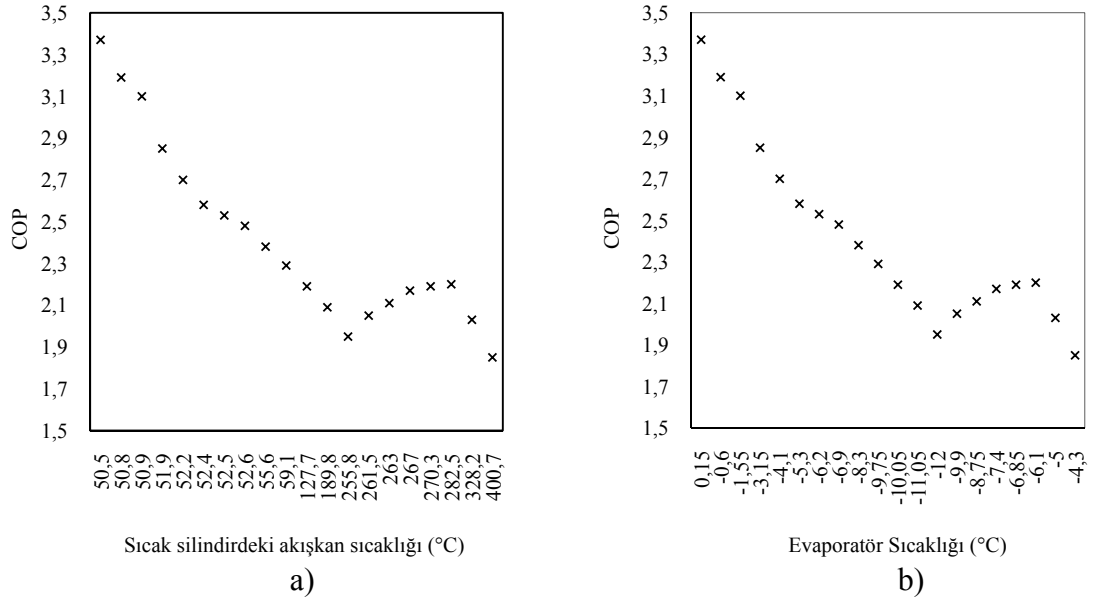


Şekil 5.16. R-12 için zamana göre kondenser sıcaklığının değişimi

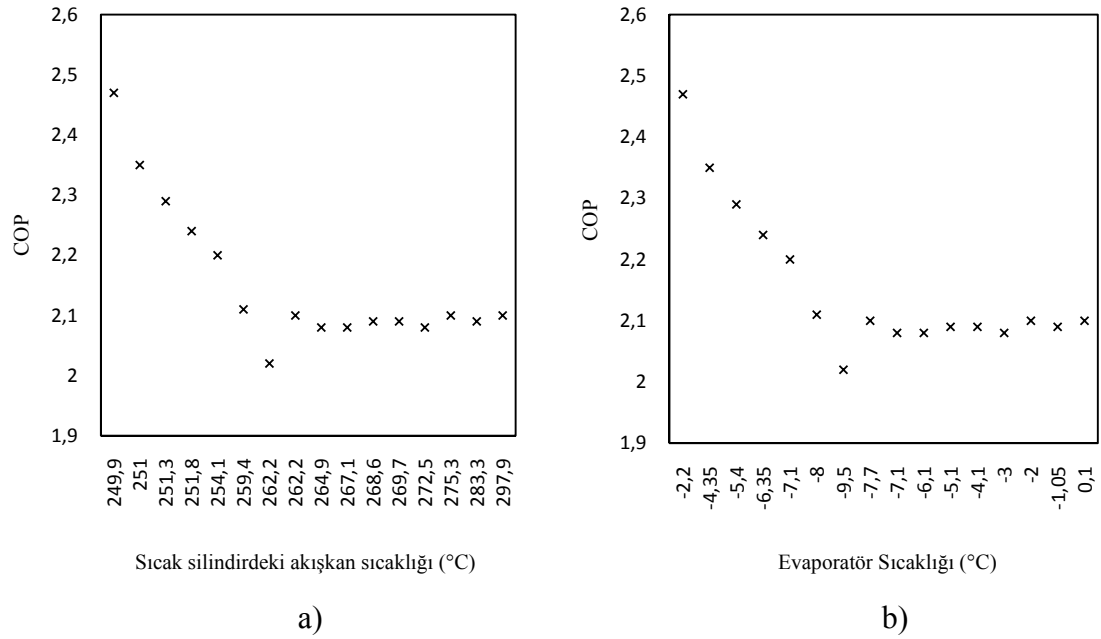
Kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken aynı anda ısı enerjisi kullanarak R-12 ile yapılan deneyde sıcak silindir sıcaklığı 600 °C'ye ulaştığında sıcak silindirdeki soğutucu akışkan sıcaklığı 400 °C ve kondenser sıcaklığı 78,7 °C'ye kadar yükselmiştir.

R-134a ve R-12'de her ikisinde de görülen bu olumsuz durum, sıcak silindir içerisindeki soğutucu akışkan sıcaklığının kritik sıcaklıklarının üzerine çıkmasıdır. Soğutucu akışkan soğuk silindire geçerken rejeneratörden geçmektedir. Bu geçiş sırasında sıcaklığı yaklaşık 100 °C'ye düşmektedir. Bu durumda sistem sıcaklık performansı olumsuz etkilenmekte ve evaporatör sıcaklığı pozitif değerlere yükselmektedir.

Şekil 5.17 ile Şekil 5.18'de R-134a ve R-12 için sıcaklığa göre COP değişimleri verilmiştir.



Şekil 5.17. R-134a için sıcaklığa göre COP değişimi, a) Sıcak silindirdeki akışkan sıcaklığına göre, b) Evaporatör sıcaklığına göre



Şekil 5.18. R-12 için sıcaklığa göre COP değişimi, a) Sıcak silindirdeki akışkan sıcaklığına göre, b) R-12 için evaporatör sıcaklığına göre

Kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken aynı anda ısı enerjisi kullanarak R-134a soğutucu akışkan ile yapılan deneyde sıcak silindir sıcaklığı 250 °C, sıcak silindirdeki soğutucu akışkan sıcaklığı 50 °C, evaporatör sıcaklığı 0,15 °C olduğunda

COP'si 3,37 ve sıcak silindir sıcaklığı 600 °C, sıcak silindirdeki soğutucu akışkan sıcaklığı 400,7 °C, evaporatör sıcaklığı -4,3 °C olduğunda COP'si 1,85 olarak hesaplanmıştır.

Kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken aynı anda ısı enerjisi kullanarak R-12 soğutucu akışkan ile yapılan deneyde sıcak silindir sıcaklığı 450 °C, sıcak silindir içerisindeki akışkan sıcaklığı 250 °C, evaporatör sıcaklığı -2,2 °C olduğunda COP'si 2,47 ve sıcak silindir sıcaklığı 600 °C, sıcak silindir içerisindeki akışkan sıcaklığı 402,3 °C, evaporatör sıcaklığı 2,3 °C olduğunda COP'si 2,09 olarak hesaplanmıştır. Şekillerden, sıcak silindirdeki soğutucu akışkan sıcaklığı 260 °C'nin üzerine çıkınca soğutma performansını da olumsuz etkilemiştir.

Kompresör devri, klasik soğutma kompresörlerinde olduğu gibi, bu sistemde de sistem performansını doğrudan etkileyen bir faktördür. Sistemin devrinin belirlenmesi için yapılan bütün deney şartlarında kompresör devri ölçülmüştür. Elde edilen sonuçlar Çizelge 5.1'de tablo halinde verilmiş ve karşılaştırılmıştır.

Çizelge 5.1. Deneylerde elde edilen kompresör devri değişimi

Soğutucu Akışkanlar	Elektrik Motoruyla Vanalar Kapalı Yapılan Deneyler	Elektrik Motoruyla Vanalar Açık Yapılan Deneyler	Elektrik Motoruyla ve Isı Enerjisi Kullanarak Vanalar Açık Yapılan Deneyler
	Kompresör Devri (d/d)		
R-12	460	427,5	441,2
R-134a	464,3	429,4	447,6

Kompresöre elektrik motoruyla hareket verilerek vanalar açık yapılan deneylerde R-12 soğutucu akışkanı ile 427,5 d/d ve R-134a soğutucu akışkanı ile 429,4 d/d olarak ölçülmüştür. Elektrik motoruyla vanalar kapalı yapılan deneylerde R-12 soğutucu akışkanı ile vanalar açık olana göre % 5'lik bir artış göstererek 460 d/d ve R-134a soğutucu akışkanı ile % 6'lık artışla 464,3 d/d olmuştur. Vanalar açık konumda kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken aynı anda sıcak silindire dışarıdan

ısı enerjisi uygulanarak R-12 soğutucu akışkanı ile yapılan deneylerde 441,2 d/d ve R-134a soğutucu akışkanı ile 447,6 d/d olarak ölçülmüştür. Artış miktarları sırasıyla 13,7 d/d ve 18,2 d/d olmuştur. Kompresörde en yüksek devrin her iki akışkan içinde vanalar kapalı konumda yapılan deneylerden elde edildiği görülmektedir.

Tüm deney şartlarında harcanan elektrik enerjisi dijital elektrik sayacıyla ölçülmüştür ve Çizelge 5.2'de verilmiştir. Tüketilen enerji yönünden incelendiğinde, en az elektrik enerjisi tüketimi elektrik motoruyla vanalar kapalı R-134a soğutucu akışkanı ile yapılan deneyde 0,551 kW/h olarak elde edilmiştir. En fazla elektrik enerjisi tüketimi ise elektrik motoruyla vanalar açık R-12 soğutucu akışkanı ile yapılan deneyde 0,655 kW/h olarak elde edilmiştir. Kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken aynı anda sıcak silindiri dışarıdan ısıtarak yapılan deneylerde; R-134a soğutucu akışkanıyla 0,589 kW/h, R-12 soğutucu akışkanıyla ise 0,619 kW/h olarak elde edilmiştir.

R-134a soğutucu akışkanı ile yapılan deneylerde; kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken aynı anda ısı enerjisi kullanarak yapılan deneylerde, elektrik motoruyla vanalar açık yapılan deneye göre % 7,8'lik elektrik enerjisi tasarrufu elde edilmiştir. Elektrik motoruyla vanalar kapalı yapılan deneye göre ise elektrik enerjisi sarfiyatında % 10,3'lük artış olduğu tespit edilmiştir.

R-12 soğutucu akışkanı ile yapılan deneylerde; kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken aynı anda ısı enerjisi kullanarak yapılan deneylerde, elektrik motoruyla vanalar açık yapılan deneye göre % 5,6'lık elektrik enerjisi tasarrufu elde edilmiştir. Elektrik motoruyla vanalar kapalı yapılan deneye göre ise elektrik enerjisi sarfiyatında % 6,5'lik artış olduğu tespit edilmiştir.

Çizelge 5.2. R-134a ve R-12 soğutucu akışkanlar ile tüketilen elektrik enerjisi

Soğutucu Akışkanlar	Elektrik Motoruyla Vanalar Kapalı Yapılan Deneyler	Elektrik Motoruyla Vanalar Açık Yapılan Deneyler	Elektrik Motoruyla ve Isı Enerjisi Kullanarak Vanalar Açık Yapılan Deneyler
	Tüketilen Elektrik Enerjisi (kW/h)		
<b>R-12</b>	0,555	0,655	0,619
<b>R-134a</b>	0,551	0,639	0,589

Sonuçlar karşılaştırıldığında, kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken aynı anda sıcak silindiri ısıtarak enerji sarfiyatında R-134a ile % 7,8 ve R-12 ile % 5,6'lık bir düşüş sağlanmıştır.

Tasarımı, imalatı ve performans deneyleri yapılan kompresörün saatte tüketmiş olduğu elektrik enerjisi miktarı günümüzde kullanılan buzdolabı ve split klimalarla karşılaştırılmıştır. A sınıfı bir buzdolabının tükettiği elektrik enerjisi 0,069 kW/h'tir. Soğutma kapasitesi 12000 Btu/h olan split klimanın tüketmiş olduğu elektrik enerjisi 0,97 kW/h'tir. Tasarımı, imalatı ve performans deneyleri yapılmış olan kompresörün R-134a soğutucu akışkan ve elektrik motoruyla vanalar açık yapılan deneylerde tüketmiş olduğu elektrik enerjisi 0,639 kW/h, elektrik motoruyla vanalar kapalı yapılan deneylerde tüketmiş olduğu elektrik enerjisi 0,551 kW/h ve ısı enerjisi kullanarak yapılan deneylerde tüketmiş olduğu elektrik enerjisi 0,589 kW/h'tir.

Elektrik enerjisi tüketimi, buzdolabına göre saatte tüketmiş olduğu elektrik enerjisi miktarı elektrik motoruyla vanalar açık yapılan deneylere göre 9,26 kat fazla çıkmıştır. Elektrik motoruyla vanalar kapalı yapılan deneylere göre 7,98 kat fazla ve ısı enerjisi ile yapılan deneylere göre 8,53 kat fazla olarak hesaplanmıştır.

Elektrik enerjisi tüketimini split klimalara göre karşılaştırdığımızda, soğutma kapasitesi 12000 Btu/h olan split klimanın tüketmiş olduğu elektrik enerjisi 0,97 kW/h'tir. Çizelge 5.2'de R-134a ve R-12 soğutucu akışkanla yapılan deneylerde tüketilen elektrik enerjisi miktarı tablo halinde verilmiş ve bu verilere göre, elektrik

motoruyla vanalar açık yapılan deneylerde % 35, elektrik motoruyla vanalar kapalı yapılan deneylerde % 43 ve ısı enerjisi ile yapılan deneylerde ise % 39'luk enerji düşüşü sağlanmıştır.

## 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada toplam süpürme hacmi  $169 \text{ cm}^3$  olan, kompresörün tasarımı, imalatı ve performans deneyleri yapılmıştır.

Kinematik analiz metodu kullanılarak, krank mili açısına bağlı olarak soğuk ve sıcak hacim ile toplam hacim değişimi incelenmiştir.

Deneylerde kullanılan elektrik enerjisi miktarı çok fonksiyonlu dijital elektrik sayacıyla ölçülmüştür. Ölçümler sonunda elektrik enerjisi tüketimi karşılaştırılmış ve değerlendirilmiştir. Ayrıca günümüzde kullanılan buzdolabı ve split klimalarla tüketilen elektrik enerjisi açısından karşılaştırılması yapılmıştır.

Elektrik motoru ile kompresöre hareket verilerek, vanalar açık iken R-12 ve R-134a soğutucu akışkanı ile deneyler yapılmış ve elde edilen verilere bağlı olarak kompresörün, soğutma performansı hesaplanmıştır. Elektrik motoru ile kompresöre hareket verilerek aynı soğutucu akışkanlarla vanalar kapalı deneyler yapılmıştır. Elde edilen deney sonuçları ile soğutma performansı hesaplanmıştır. Elektrik motoru ile vanalar açık soğutma performansı ile vanalar kapalı soğutma performansı karşılaştırılmıştır.

Elektrik motoru ile kompresöre hareket verilirken aynı anda dışarıdan sıcak silindiri ısıtarak R-12 ve R-134a soğutucu akışkanlarının fiziksel özellikleri göz önünde tutularak sıcak silindir sıcaklığı maksimum  $600 \text{ }^\circ\text{C}$  sıcaklığa kadar ısıtılmış ve bu soğutucu akışkanlar ile yapılan deney verilerine göre soğutma performansı hesaplanmıştır. Ayrıca deney sonuçlarına bağlı olarak imal edilen kompresörün buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde kullanılabilirliği belirlenmiştir.

İmalatı yapılan kompresörün devri, vanalar açık iken, vanalar kapalı iken ve ısı enerjisi ile yapılan deneylerde ölçülmüş ve karşılaştırılmıştır.

Yapılan tüm deneylerde elektrik enerjisi tüketimi dijital elektrik sayacı ile ölçülmüştür. Ölçümler sonunda enerji tüketimi karşılaştırılmıştır.

İmalatı yapılan kompresör ile R-12 ve R-134a soğutucu akışkanlarıyla laboratuvar koşullarında test edilen ve elde edilen deney verileri değerlendirilerek aşağıdaki sonuçlar ortaya konulmuştur:

Vanalar açık yapılan deneylerde, R-12 ile en düşük evaporatör ortalama yüzey sıcaklığı  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve R-134a ile en düşük evaporatör ortalama yüzey sıcaklığı  $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$  olarak ölçülmüştür.

COP hesaplamaları her bir akışkan için  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile en düşük evaporatör yüzey sıcaklık aralığı için hesaplanmıştır. R-12 için  $0\text{ }^{\circ}\text{C} \sim -10\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık aralığında en düşük ve en yüksek COP değerleri  $2,38 \sim 3,25$  olarak belirlenmiştir.

R-134a için  $0\text{ }^{\circ}\text{C} \sim -12\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık aralığında COP en düşük  $2,12$ , en yüksek  $3,07$  olarak belirlenmiştir.

Yukarıdaki sonuçlar değerlendirildiğinde R-12'nin daha iyi bir COP'ye sahip olduğu görülmektedir.

Her iki akışkanın kondenser sıcaklıkları birbirine çok yakın olmalarına karşın, R-134a'nın evaporatör sıcaklığı daha düşüktür. Bu da evaporatör ile kondenser sıcaklıkları arasındaki farkın yüksek olması ve dolayısıyla bu noktalarda COP'nin küçük çıkmasına sebep olmaktadır. Dolayısıyla sistem çalışma sıcaklıkları ve COP'leri beraber değerlendirildiğinde vanalar açık konumdayken, R-134a'nın R-12'ye göre daha iyi performans gösterdiği sonucuna varılmıştır.

Vanalar kapalı yapılan deneylerde, R-12 ile en düşük evaporatör ortalama yüzey sıcaklığı  $-13,7\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve R-134a ile en düşük evaporatör ortalama yüzey sıcaklığı  $-18,45\text{ }^{\circ}\text{C}$  olarak ölçülmüştür.



COP hesaplamaları birinci kısım deneylerde olduğu gibi her bir akışkan için, 0 °C ile en düşük evaporatör yüzey sıcaklık aralığı için hesaplanmıştır. R-12 için COP, 0 °C ~ - 13 °C sıcaklık aralığında en düşük 2,24 ve en yüksek 5,21, R-134a için ise 0 °C ~ - 18,45 °C sıcaklık aralığında en düşük 2,12 en yüksek 7,88 olarak hesaplanmıştır.

R-134a'nın evaporatör ve kondenser sıcaklıkları R-12'ye göre daha düşük olmasından dolayı R-134a'nın performansı R-12'ye göre daha yüksek çıkmıştır. R-134a için, soğutma sistemlerinde istenilen bir özellik olan düşük kondenser ve evaporatör sıcaklığı sistemde elde edilmiştir.

Kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken aynı anda sıcak silindir dışarıdan ısıtılırken R-134a soğutucu akışkan ile yapılan deneyde, sıcak silindir sıcaklığı 450 °C iken, sıcak silindirdeki soğutucu akışkan sıcaklığı 255,8 °C, soğuk silindirdeki soğutucu akışkan sıcaklığı ise 85,7 °C ve bu şartlarda evaporatör sıcaklığı -12 °C olarak ölçülmüştür. Sıcak silindir sıcaklığı 600 °C iken sıcak silindirdeki soğutucu akışkan sıcaklığı 400,7 °C, soğuk silindirdeki akışkan sıcaklığı ise 106,6 °C ve evaporatör sıcaklığı -4,3 °C olarak ölçülmüştür.

COP hesaplamaları ise, sıcak silindir sıcaklığı 450 °C, sıcak silindirdeki soğutucu akışkan sıcaklığı 255,8 °C, evaporatör sıcaklığı -12 °C, kondenser sıcaklığı 65,2 °C iken COP 1,95 olarak hesaplanmıştır. Sıcak silindir sıcaklığı 600 °C, sıcak silindirdeki soğutucu akışkan sıcaklığı 400,7 °C, evaporatör sıcaklığı -4,3 °C, kondenser sıcaklığı 73,5 °C iken COP 1,85 olarak hesaplanmıştır.

Kompresöre elektrik motoruyla hareket verilirken aynı anda sıcak silindir dışarıdan ısıtılırken R-12 soğutucu akışkan ile yapılan deneyde, sıcak silindir sıcaklığı 450 °C 'de iken sıcak silindirdeki akışkan sıcaklığı 262,2 °C, soğuk silindirdeki akışkan sıcaklığı 98,4 °C ve bu sıcaklıkta evaporatör sıcaklığı -9,5 °C olarak ölçülmüştür. Bu sıcaklık deney süresince evaporatörde elde edilen en düşük sıcaklıktır. Sıcak silindir sıcaklığı 600 °C'de iken sıcak silindir içerisindeki akışkan sıcaklığı 402,3 °C, soğuk silindir sıcaklığı ise 101,9 °C ve evaporatör sıcaklığı 2,3 °C olarak ölçülmüştür.

COP hesaplamaları ise sıcak silindir sıcaklığı 450 °C, sıcak silindirdeki akışkan sıcaklığı 262,2 °C, evaporatör sıcaklığı -9,5 °C, kondenser sıcaklığı 69,6 °C iken COP 2,02 olarak hesaplanmıştır. Sıcak silindir sıcaklığı 600 °C, sıcak silindirdeki akışkan sıcaklığı 402,3 °C, evaporatör sıcaklığı 2,3 °C, kondenser sıcaklığı 76,4 °C iken COP 2,09 olarak hesaplanmıştır.

Evaporatör sıcaklığındaki ani yükselişin nedeni her iki akışkanda bozulma ve ayrışma sıcaklığına gelmiştir. Sıcak silindir sıcaklığı yükseldikçe sıcak silindir içerisindeki akışkan sıcaklığı ve soğuk silindir sıcaklığı da yükselmiştir ve buna bağlı olarak evaporatör sıcaklığı da yükselmiş ve soğutma performansını düşürmüştür.

Tüm deneylerde kompresör devri ölçülmüş ve karşılaştırması yapılmıştır. Yapılan karşılaştırma sonunda sıcak silindiri dışarıdan ısıtarak tahrik edilmesiyle kompresör devrinde R-12 soğutucu akışkanı ile 13,7 d/d, R-134a soğutucu akışkanı ile 18,2 d/d artış olmuştur.

Ayrıca yapılan deneylerde tüketilen elektrik enerjisi dijital akıllı sayaç ile ölçülmüş ve karşılaştırılması yapılmıştır. Yapılan karşılaştırma sonunda sıcak silindiri dışarıdan ısıtarak tahrik edilmesiyle kompresörün tükettiği elektrik enerji miktarında R-12 soğutucu akışkanı ile % 5,6 ve R-134a soğutucu akışkanı ile % 7,8'lik düşüş sağlanmıştır.

Elektrik enerjisi tüketimi, buzdolabına göre saatte tüketmiş olduğu elektrik enerjisi miktarı elektrik motoruyla vanalar açık yapılan deneylere göre 9,26 kat fazla çıkmıştır. Elektrik motoruyla vanalar kapalı yapılan deneylere göre 7,98 kat fazla ve ısı enerjisi ile yapılan deneylere göre 8,53 kat fazla olarak hesaplanmıştır.

Elektrik enerjisi tüketimini split klimalara göre karşılaştırdığımızda, soğutma kapasitesi 12000 Btu/h olan split klimanın tüketmiş olduğu elektrik enerjisi 0,97 kW/h'tir. R-134a soğutucu akışkanla yapılan deneylerde elde edilen veriler, elektrik motoruyla vanalar açık yapılan deneylerde % 35, elektrik motoruyla vanalar kapalı

yapılan deneylerde % 43 ve ısı enerjisi ile yapılan deneylerde ise % 39'luk enerji düşüşü sağlanmıştır.

Yapılan karşılaştırma sonunda tasarlanan ve imal edilen kompresör ile mahal soğutma ve ısıtması (Klima) için enerji tasarrufu göz önüne alındığında yukarıdaki sonuçlara göre oldukça uygun olduğu görülmektedir.

Sonuç olarak, Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde kullanılan kompresörün kullandığı enerji elektrik enerjisidir. Tasarımı ve imalatı yapılan kompresöre hareket elektrik motoruyla sağlanırken sıcak silindiri ısıtarak her iki akışkan ile kompresör devrinde artış sağlanırken kullanılan elektrik sarfiyatında düşüş sağlanmıştır.

Bu çalışmada, tasarımı ve imalatı yapılan kompresörün faz açısı  $180^\circ$ 'dir. Bundan sonra yapılacak olan çalışmada faz açısı  $90^\circ$  olarak tasarlanıp, imal edilerek performans deneyleri yapılabilir.

## KAYNAKLAR

1. "Türkiye 1. Enerji Şurası Alt Komisyon Raporları", *T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı*, İstanbul, 2: 1-9 (1998).
2. Çınar, C., "Ayarlanabilir faz açılı alfa tipi Stirling motorun termodinamik analizi", *Mechanical Engineering Science*, 221: 949-954 (2007).
3. Karabulut, H., Erdiller, B., Yücesu, S., Koca, A., "Güneş Enerjisi İle Çalışan Bir Stirling Motorunun İmali Ve Performans Testleri", *Isı Bilim ve Tekniği Dergisi*, 3: 8-14 (2000).
4. Stine, W.B., Diver, R.B., "A Compendium Of Solar Dish / Stirling Technology", *Sandia National laboratory*, California, SAND93-7026 UC-236, 23-31 (1994).
5. Gu, Z., Sato, H., Feng, X., "Using Supercritical Heat Recovery Process In Stirling Engines For High Thermal Efficiency", *Applied Thermal Engineering*, 21: 1621-1642 (2001).
6. Goswami, D.Y., Kreith, F., Kreider, J.F., "Principles Of Solar Engineering", *Solar Thermal Power And Process Heat*, 1: 376-388 (1999).
7. Hirata, K., "Schmidt Theory For Stirling Engines", [http://www.bekkoeme.org.jp/khirata/academic/simple,Tentative version on January](http://www.bekkoeme.org.jp/khirata/academic/simple,Tentative%20version%20on%20January) (2005).
8. Çengel Y.A., Boles, M.A., "Mühendislik Yaklaşımı ile Termodinamik, 1", Derbentli T., *Literatür Yayıncılık*, Türkiye, 197-203 (1996).
9. Walker, G., "Stirling Engines", *Clarendon Pres*, Oxford, 34 (1980).
10. Karabulut, H., "Stirling Motorlarının Termodinamik Simülasyonu", *Isı Bilim Ve Tekniği Dergisi*, 20: 3-4 (1996).
11. Walker, G., "Stirling Engines", *Oxford University Press*, United States, 126-129 (1980).
12. Çınar, C., "Gama Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı İmali Ve Performans Analizi", Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 4-65 (2003).
13. Finkelstein, T., "Air Engines II", *The Engineer*, 3: 522-527 (1959).
14. Rizzo, J., "To Develop, Educate and Promote Understanding of Stirling Cycle Engines, Information Leaflet", *The Stirling Engine Society*, 3-4 (1997).

15. Cournoyer, R.J., Shankar, S., Dasgupta, S., “The Stirling Engine”, **A Project Report**, MFE 594 S97 301, [http://design.eng.sunyb.edu/~realize/Stirling\\_Engine/History.pdf](http://design.eng.sunyb.edu/~realize/Stirling_Engine/History.pdf) (2005).
16. Karabulut, H., Yücesu, H.S., Koca, A., “Manufacturing and Testing of a V-Type Stirling Engine”, **Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences**, 24: 71-80 (2000).
17. Ross, A., “Stirling Cycle Engines”, **Solar Engines**, USA, 2: 17-41 (1977).
18. Percival, W.H., “Historical Review of Stirling Engine Development in the United States From 1960 to 1970”, **NASA**, Erda, 77-79 (1974).
19. Trukhov, V.S., Tursunbaev, I.A., “Development and Investigation of a Stirling Engine for an Autonomous Solar Energy Unit”, **Applied Solar Energy**, 23 (4): 71-75 (1987).
20. Yücesu, H.S., “Küçük Güçlü Güneş Enerjili Bir Stirling Motoru Tasarımı”, Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 5-48 (1996).
21. Martini, W.R., “Stirling Engine Design Manual”, **University Press of the Pacific**, USA, 78-235 (2004).
22. Urelli, I., Rallis, C.J., “Stirling Cycle Engine Development- A Review”, **University of Wittwatersrand, Department of Mechanical Engineering**, 67: 27-35 (1975).
23. Reader, G.T., “Stirling Engine Work Royal Navy”, **SAE Paper**, 95 (4): 394 -405 (1986).
24. İnternet:  
“Obitet”, [http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/Stirling\\_Motoru/stirling.htm](http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/Stirling_Motoru/stirling.htm) (2003 ).
25. Demir, B., Güngör, A., “Küçük güçlü güneş enerjili bir stirling motoru tasarımı ve imali”, **Ege Üniversitesi Ege MYO**, İzmir, 4-17 (2003).
26. Uyar, T., “Güneşle Isıl Elektrik Üretim Teknolojileri”, **Mühendis ve Makine**, Ankara, 8:7-8 (1993).
27. Meijer, R.J., “The Philips Hot-Gas Engine With Rhombic-Drive Mechanism”, **Philips Technical Reviews**, 20 (9): 245-262 (1959).
28. Zacharias, F.A., “Considerations on External Combustion Stirling Engines”, **MTZ**, 5-43 (1971).

29. Kagawa, N., "Noise and Vibration Characteristics of a 3 kW-class Stirling Engine", *JSME International Journal*, 34 (4): 575-582 (1991).
30. Urelli, I., Rallis, C.J., "Stirling Cycle Engine Development- A Review", *Energy Utilization Unit, University of Cape Town*, USA, 61: 5 - 7 (1975).
31. Postma, N.P., Van Giessel, V., Reinink, F., "The Stirling Engine For Passenger Car Application", *SAE Paper*, USA/Canada, 730648 (1973).
32. Meijer, R.J., "Prospects of Stirling Engine For Vehicular Propulsion", *Philips Technical Reviews*, Eindhoven, 87-89 (1970).
33. Üstün, S., "Çift Yer Değiştirme Pistonlu V Tipi Küçük Güçlü Bir Stirling Motorunun Tasarım ve İmali", Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 7-15 (2000).
34. Rix, D.H., "Some Aspects of Outline Design Specification of a 0,5 kW Stirling Engine For Domestic Scale Co-generation", BSC. PhD. Ceng., *MIMEchE. Department of Engineering*, 209 (A1): 19-26 (1995).
35. Prieto, J.I., Gonzalez, M.A., Gonzalez, C., Fano, J., "A New Equation Representing The Performance Of Kinematic Stirling Engines", *Department of Physics, University of Oviedo*, 214 (3): 449-464 (2000).
36. Mansoor, K., Rice, G., "Performance of an Air Charged Stirling Engine", *University of Reading*, Berkshire, 3-19 (1982).
37. Öztürk, A., Kılıç, A., "Termodinamik Problemleri", *Seç Kitap Dağıtım*, İstanbul, 1: 1-75 (1987).
38. Pedroso, R.I., "The Stirling Engine Engineering Considerations in View of Future Needs", *11th IECEC*, Nevada, 7-13 (1976).
39. Çengel, A.Y., Boles, M.A., "Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik", *Literatür Yayıncılık*, İstanbul, I: 219-230 (1996).
40. Genceli, O., "Termodinamik ve Soğutma Çevrimleri", *Ashrae Temel El Kitabı, Alaş Ofset*, İstanbul, 13-14 (1996).
41. Sözen, A., "Amonyak/su ile çalışan soğurmalı soğutma sisteminin termodinamik analizi ve ısıl süreçlerdeki tersinmezliklerin belirlenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 5-36 (1989).
42. Sevel, M.H., "Montreal Protokolü 10. Yılı ve Getirdikleri", *Soğutma Dünyası, Ankara*, 1: 45-47 (1997).
43. Calm, J.M., "The four R's for RRRR- Responsible responses to Refrigerant Regulation", Engineered Systems, *EBSCO Publishing*, USA, 69-72 (2003).

44. Odabaşoğlu, T., “Ticari Soğutucularda Alternatif Soğutucu Akışkan R-134A İçin Kılcal Boru Uzunluğunun Deneysel Olarak Belirlenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 11-12 (2001).
45. Öz, E.S., Ceylan, İ., *İklimlendirme Sistemleri Ders Notları*, Ankara, 14-23 (2003).
46. Bulgurcu, H., Savaş, Ş., “Kılcal Boru Boyutunun Belirlenmesi İçin Tavsiyeler”, *Termodinamik Dergisi*, Ankara, 1: 13-17 (2003).
47. Richard, D., “HFC-134A Qualification Industry Refrigerator Capillary Data”, *Journal of Chemical and Engineering Data*, 24: 438-440 (1997).
48. Stoecker, W.F., Jones, J.W., “Refrigeration and Air Conditioning”, Second Edition, *Chong Moh Offset Printing Pte Ltd*, Singapore, 261-268 (1982).
49. Koca, A., “V Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmali”, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-49 (1997).
50. Karandikar, A., Berchowitz, D., “Low cost small cryocoolers for commercial applications”, *Cryogenic Engineering Conference*, Ohio, 44-46 (1995).
51. Berchowitz, D.M., “Stirling coolers for solar refrigerators”, *International Appliance Technical Conference*, West Lafayette, 1-9 (1996).
52. Berchowitz, D.M., Kiikka, D., Mennink, B.D., “Recent advances in stirling cycle refrigeration”, *19th International Congress of Refrigeration*, Netherlands, 1-9 (1995).
53. Yücesu, H.S., “Bir Stirling Motorunda Isıtıcı ve Soğutucu Boyutlarının Belirlenmesi için Bir Matematik Model”, *Tr. J. of Engineering and Environmental Science*, 23: 105-120 (1999).
54. Karabulut, H., Çınar, C., Aksoy, F., “Isı ile çalışan bir iklimlendirme ve güç makinesinin mekanik modeli ve Termodinamik analizleri”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 2-8 (2004).
55. Welty, S.C., Cueva, F., “Energy efficient freezer installation using natural working fluids and a free piston Stirling cooler”, *VI. Congreso Iberoamericano De Aire Acondicionado Y Refrigeracion*, Trabajo, 96: 199-208 (2001).
56. Çınar, C., Karabulut, H., “Gama tipi bir stirling motorunun tasarımı, imali ve performans analizi”, *Renewable Energy*, 30: 57-66 (2005).

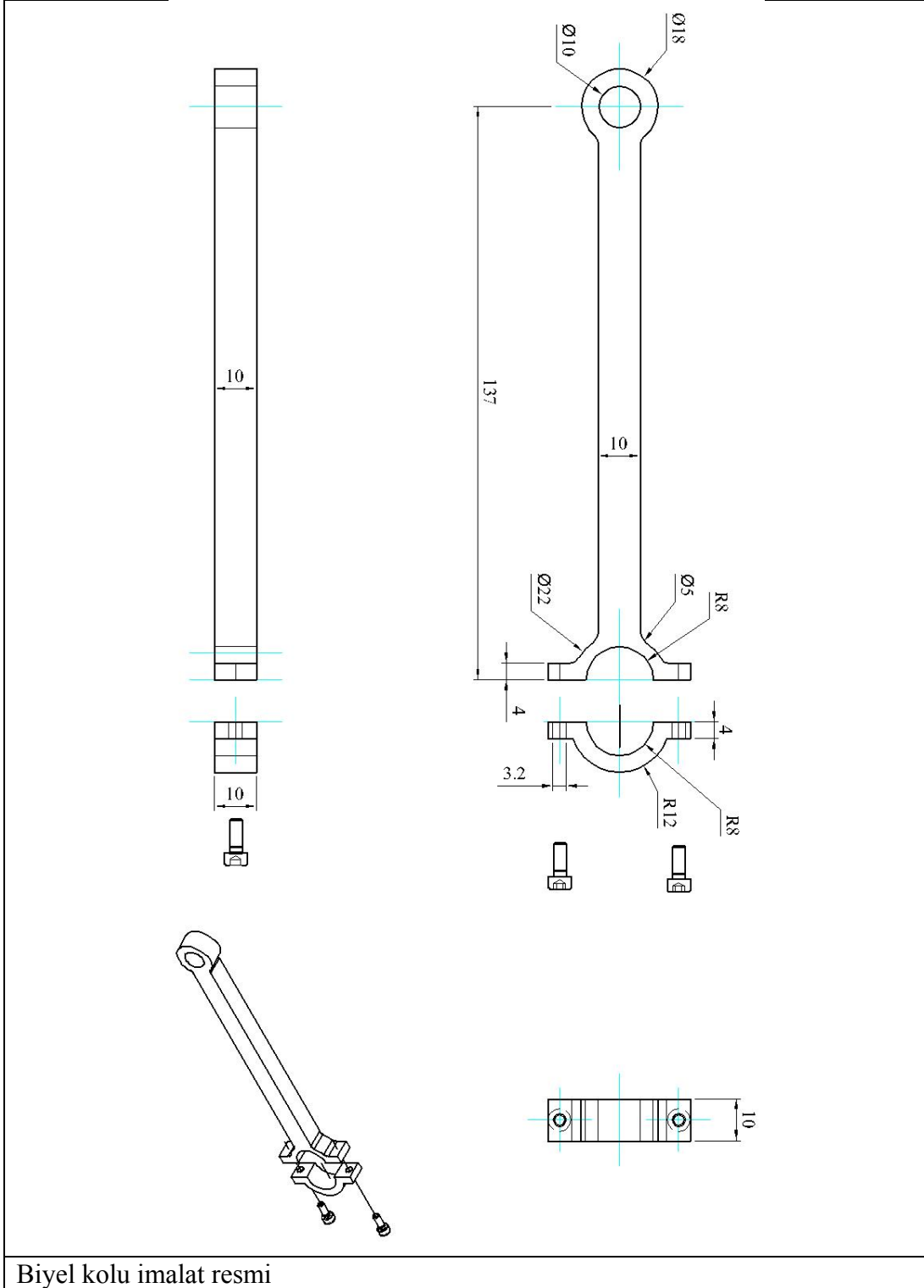
57. Özgören, Y.Ö., “Stirling motorunda termal bariyer kaplamanın motor performansına etkilerinin deneysel olarak incelenmesi”, *Journal of Technical-Online*, 4(3): 122-133 (2005).
58. Çınar, C., “V tipi bir stirling motorunun imalatı ve performans testleri”, *Teknoloji Dergisi*, 8 (3): 245-252 (2005).
59. Çınar, C., Koca, A., Karabulut, H., “Farklı çalışma gazlarının stirling motorunun performansına etkilerinin deneysel olarak incelenmesi”, *Gazi Üniv. Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 20 (2): 247-250 (2005).
60. Çınar, C., Topgül, T., Yücesu, H.S., “Stirling çevrimi ile çalışan beta tipi bir motorun imali ve performans testleri”, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 22 (2): 411-415 (2007).
61. İnternet: “Stirling cycle machines”,  
<http://www.ent.ohiou.edu/urelli/stirling/-stirling.html> (2006).
62. Walker, G., Khan, M.I., “Theoretical Performance of Stirling Cycle Engines”, *Society of automotive engineers*, Detroit, 949A (1965).
63. Tew, R., Jefferies, K., Miao, D., “A Stirling engine computer model for performance calculations”, *Prepared for U.S. Department of Energy*, 78(24): 1-50 (1978).
64. Walker, G., “Cycle analysis for Stirling refrigerator with multiple expansion stages, perfect regeneration and isothermal processes”, *Int. Journal of Refrigeration*, 13(1): 13-19 (1990).
65. Bergmann, C., Parise, J., “Numerical Prediction of the Instantaneous Regenerator and I n-Cylinder Heat Transfer of a Stirling Engine”, *Int. Journal of Energy*, 15: 623-635 (1991).
66. Rix, D.H., “Thermodynamic and detail design of a 0,5 kW Stirling engine for domestic scale cogeneration”, *IMEchE*, 209 (1):19-26 (1995).
67. Ladas, H.G., İbrahim, O.M., “Finite – Time Thermodynamics analysis of the Stirling engine”, *Proceeding of the İntersociety Energy Conversion Engineering Conference*, Orlando, 3:431-436 (1995).
68. Wu, F., Chen, L., Wu, C., “Optimum Performance of İrreversible Stirling Engine With Imperfect Regeneration”, *Journal of Energy Conversation Management*, 39 (8): 727-732 (1998).
69. Costea, M., Petrescu, S., Harman, C., “The effect of irrevesibilities on solar Stirling engine cycle performance”, *Energy Conversion and Management*, 42: 295-312 (2001).



70. Kausik, S.C., Kumar, S., “Finite time thermodynamic analysis of endoreversible Stirling heat engine with regenerative losses”, *Journal of Energy*, 25(10): 989-1003 (2000).
71. Kausik, S.C., Kumar, S., “Finite time thermodynamic evaluation of irreversible Ericsson and Stirling heat engines”, *Energy Conversion and Management*, 42(3): 295-312 (2001).
72. Kausik, S.C., Kumar, P., Jain, S., “Performance evaluation of irreversible cascaded refrigeration and heat pump cycles”, *Energy Conversion and Management*, 43(17): 2405-2424 (2002).
73. Organ, O.J., “The Use of Bulk Coefficient of Convective Heat Transfer in the Simulation of the Practical Stirling Cycle by Digital Computer”, *Kings College Department of Mechanical Engineering*, London, 1-6 (1977).
74. Coppage, J.E., London, A.L., “The periodic – Flow Regeneratör – A summary of Design Theory”, *ASME*, 52: 779-787 (1952).
75. Kim, J.C., “An Analytical and Experimental Study of Flow-Friction Characteristics for Periodically Reversing Flow”, *ASME*, 13: 1-8 (1974).
76. Esen, D.Ö., “R-12 ve R-134a soğutucu akışkanlarının bilgisayar programı yardımıyla teorik çevrim performans analizi”, *II. Mühendislik Bilimleri Genç Araştırmacılar Kongresi*, İstanbul, 279-285 (2205).
77. Tekin, Y., “Stirling çevrimi ile çalışan V-tipi soğutucunun termodinamik analizi”, Doktora tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 6-36 (2006).

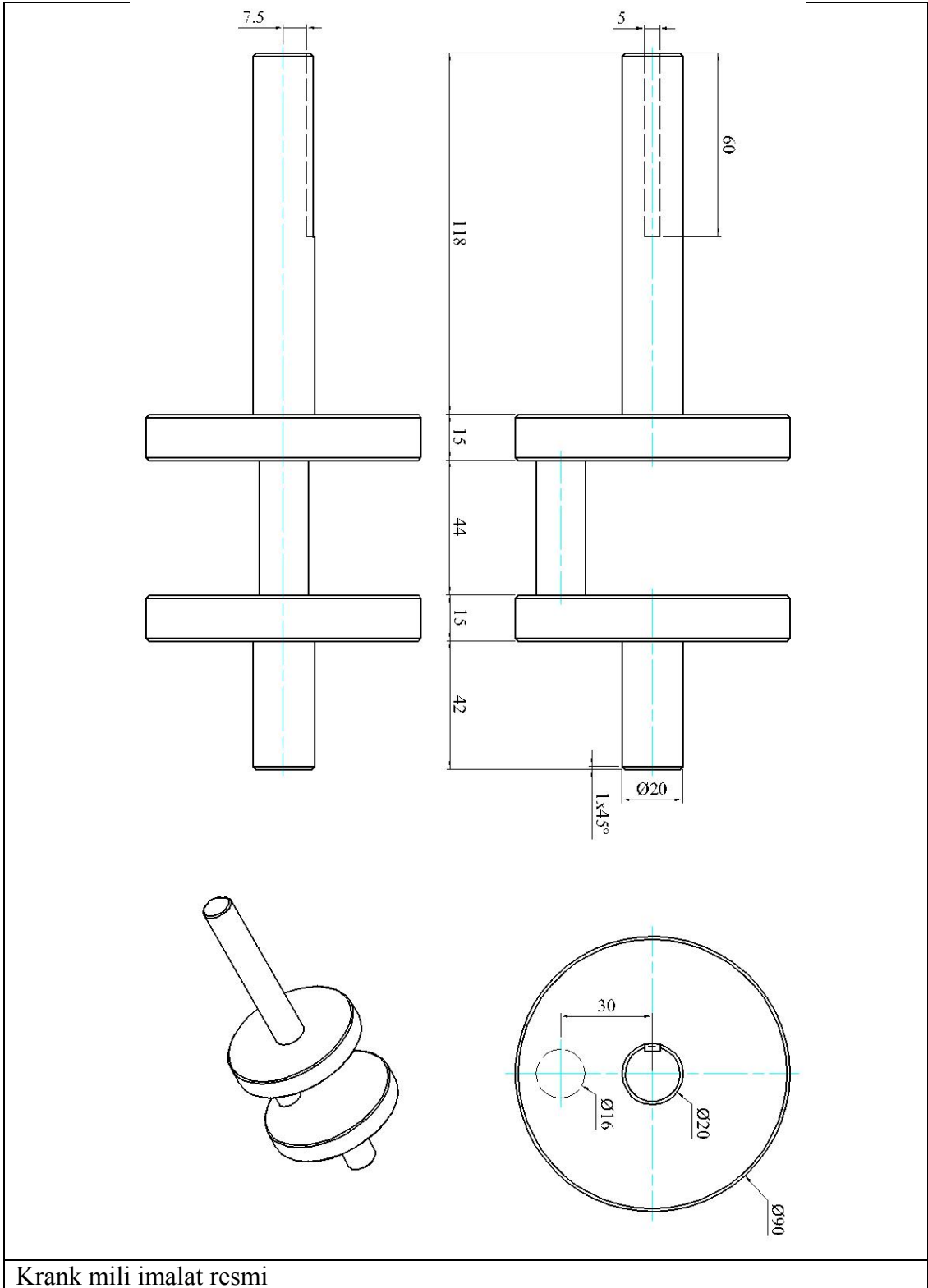
**EKLER**

## EK-1 Kompresörün imalat parçaları



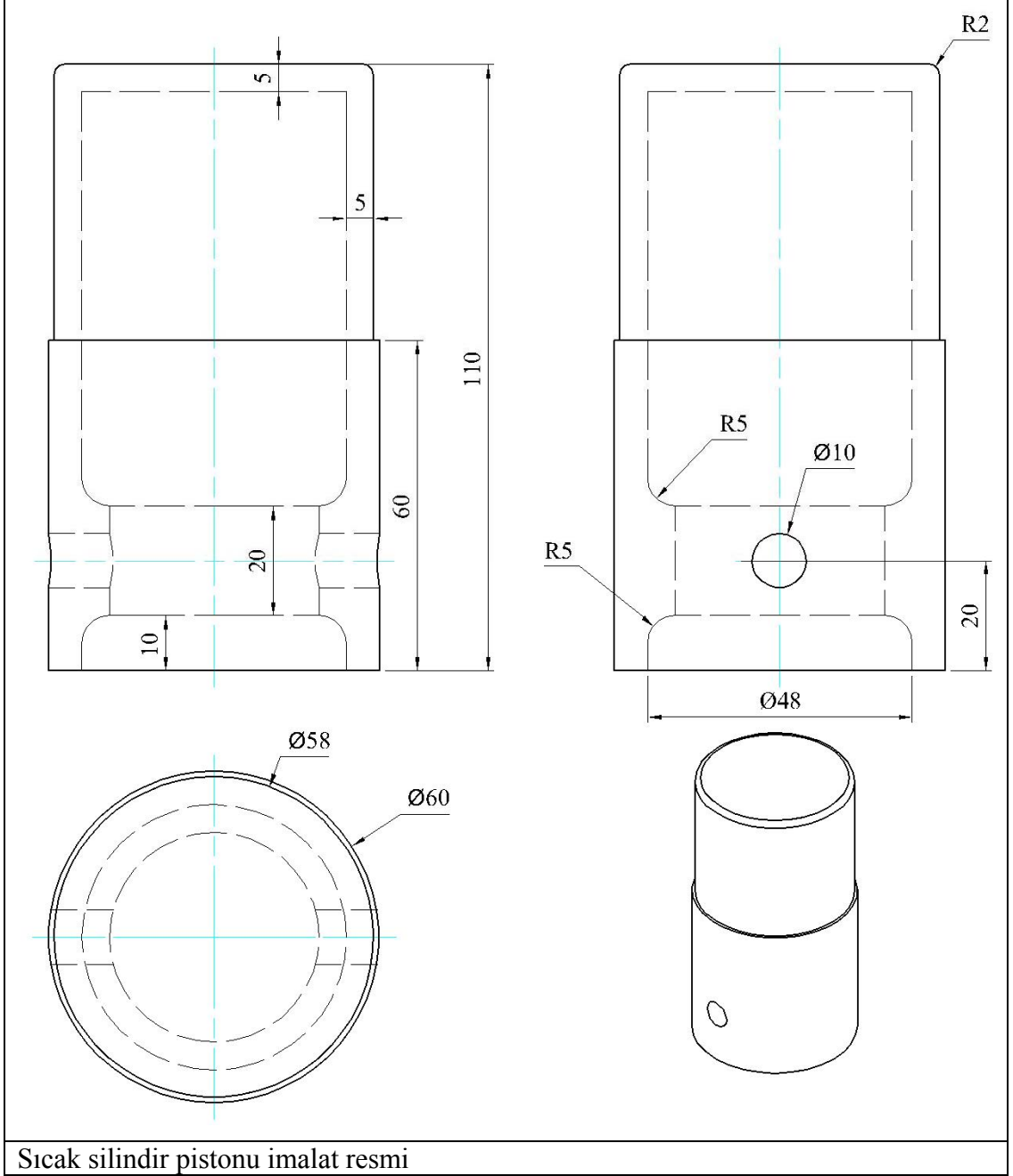
Biyel kolu imalat resmi

## EK-1 (Devam) Kompresörün imalat parçaları



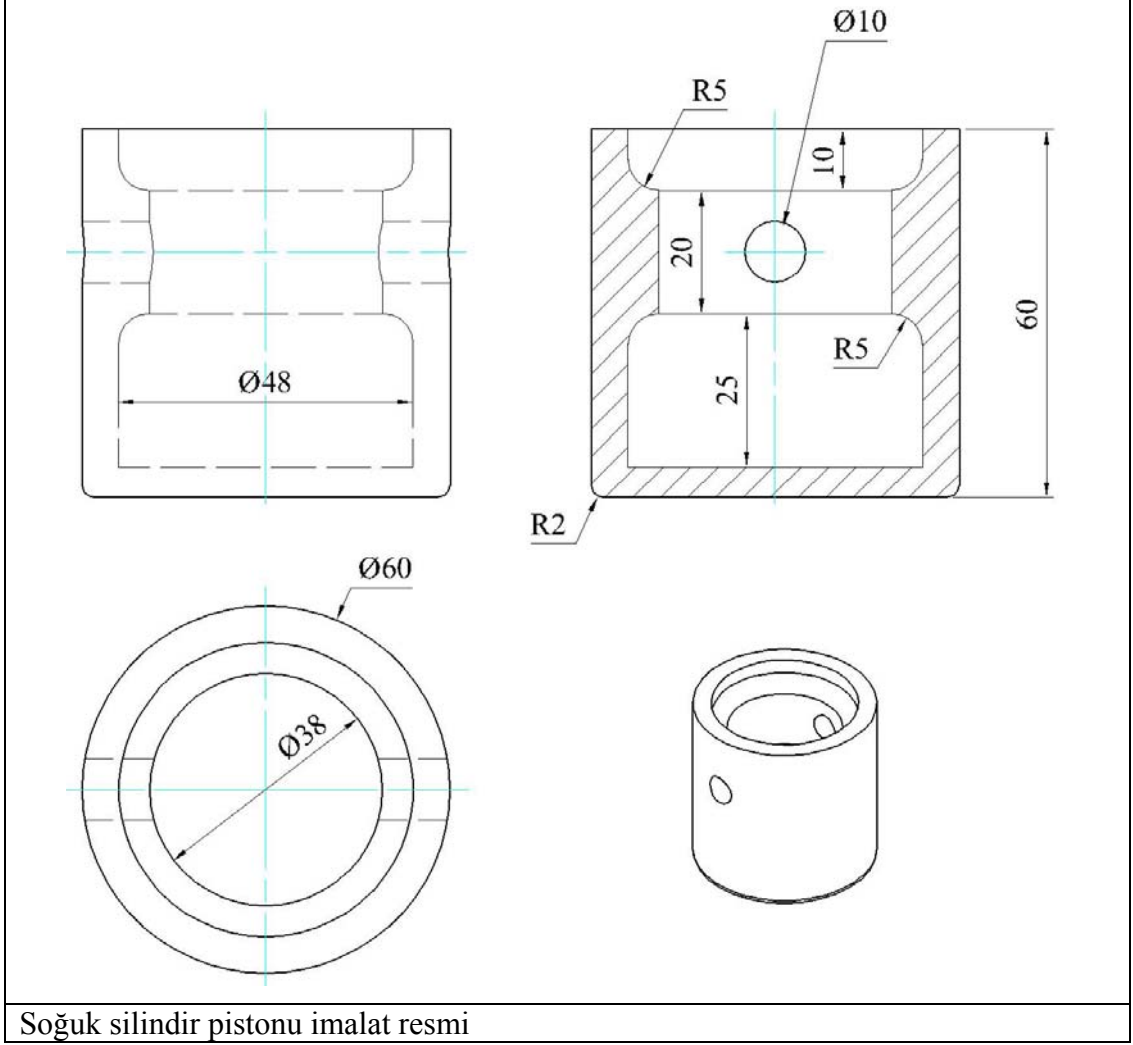
Krank mili imalat resmi

## EK-1 (Devam) Kompresörün imalat parçaları



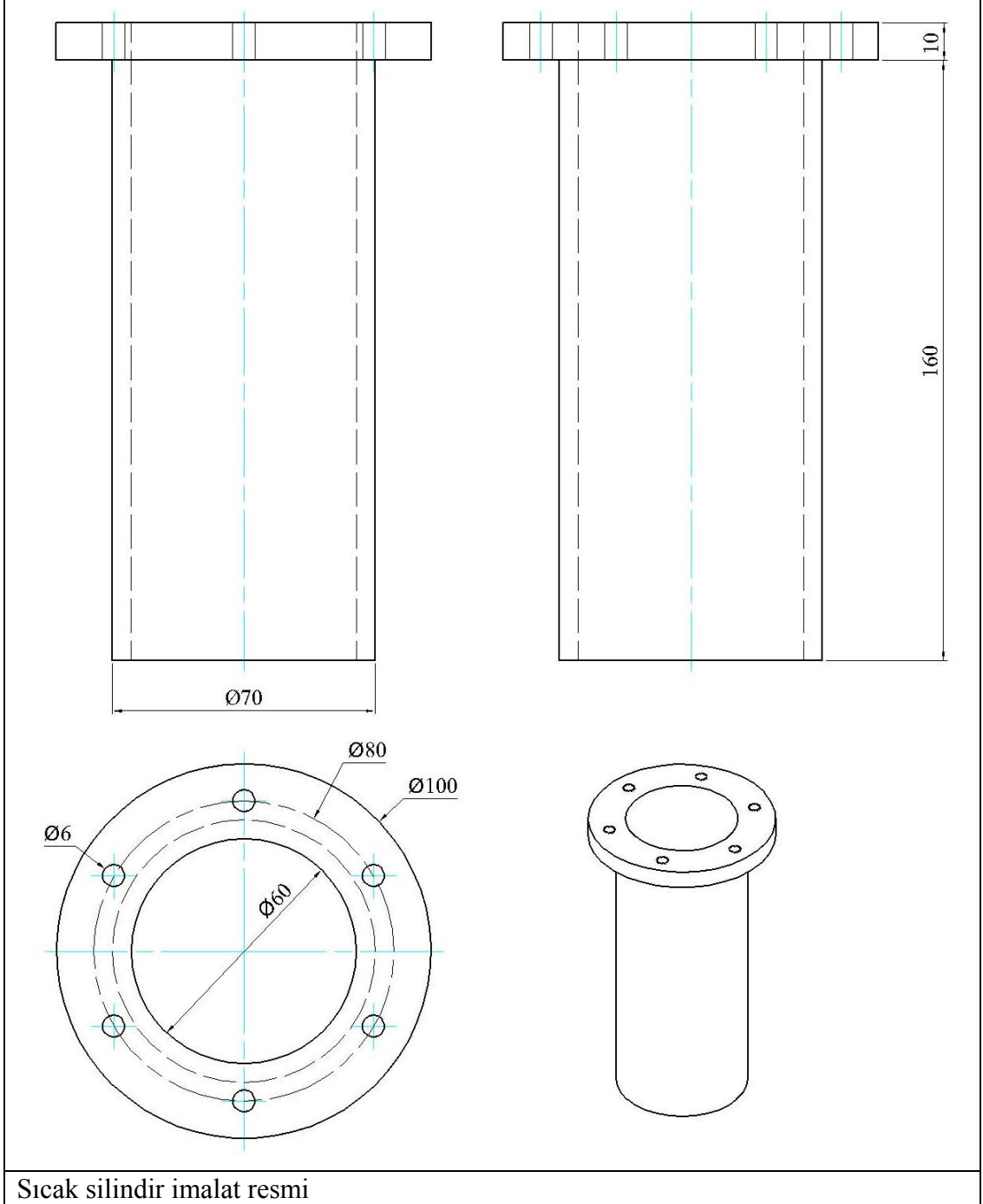
Sıcak silindir pistonu imalat resmi

## EK-1 (Devam) Kompresörün imalat parçaları

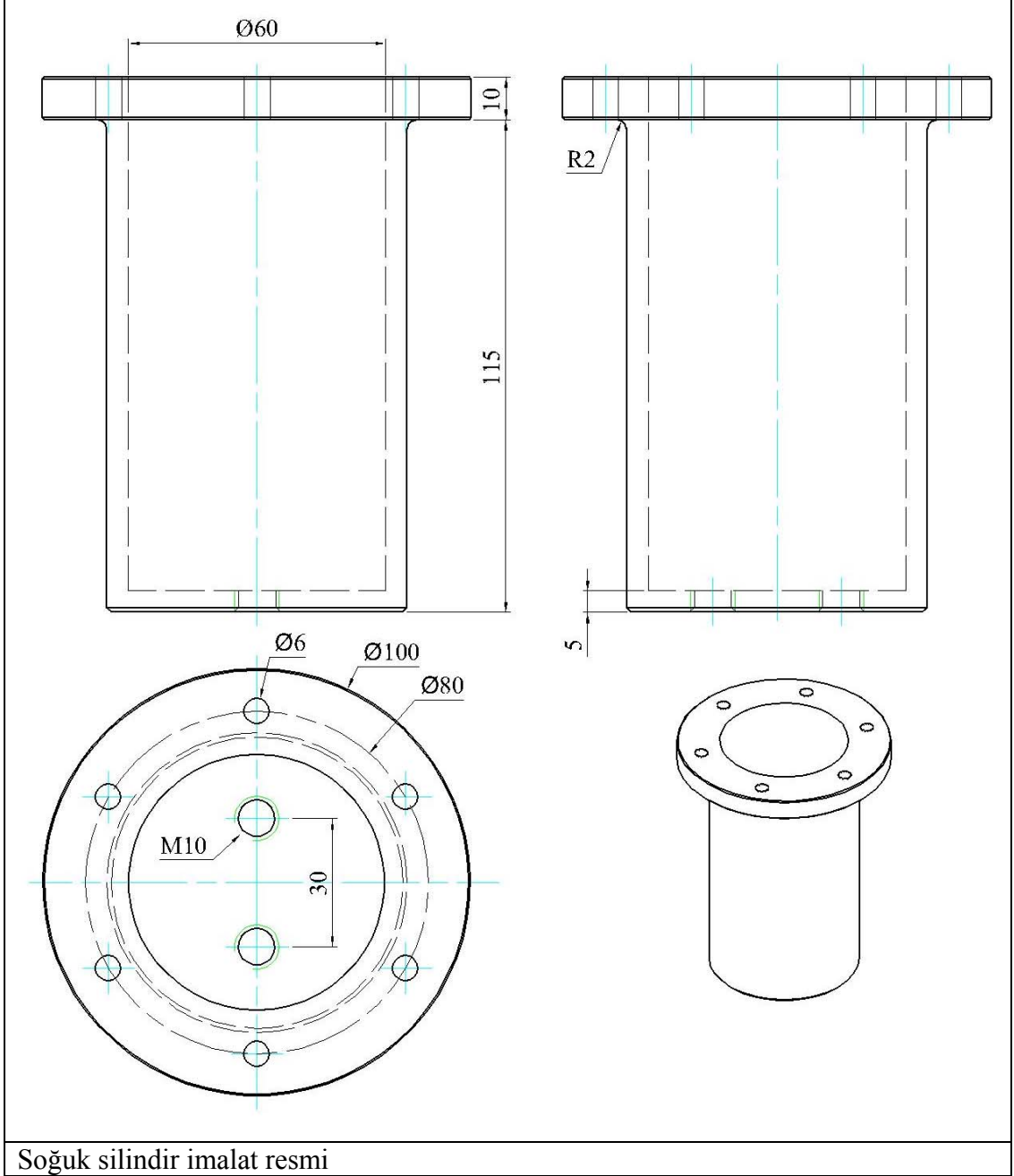


Soğuk silindir pistonu imalat resmi

## EK-1 (Devam) Kompresörün imalat parçaları

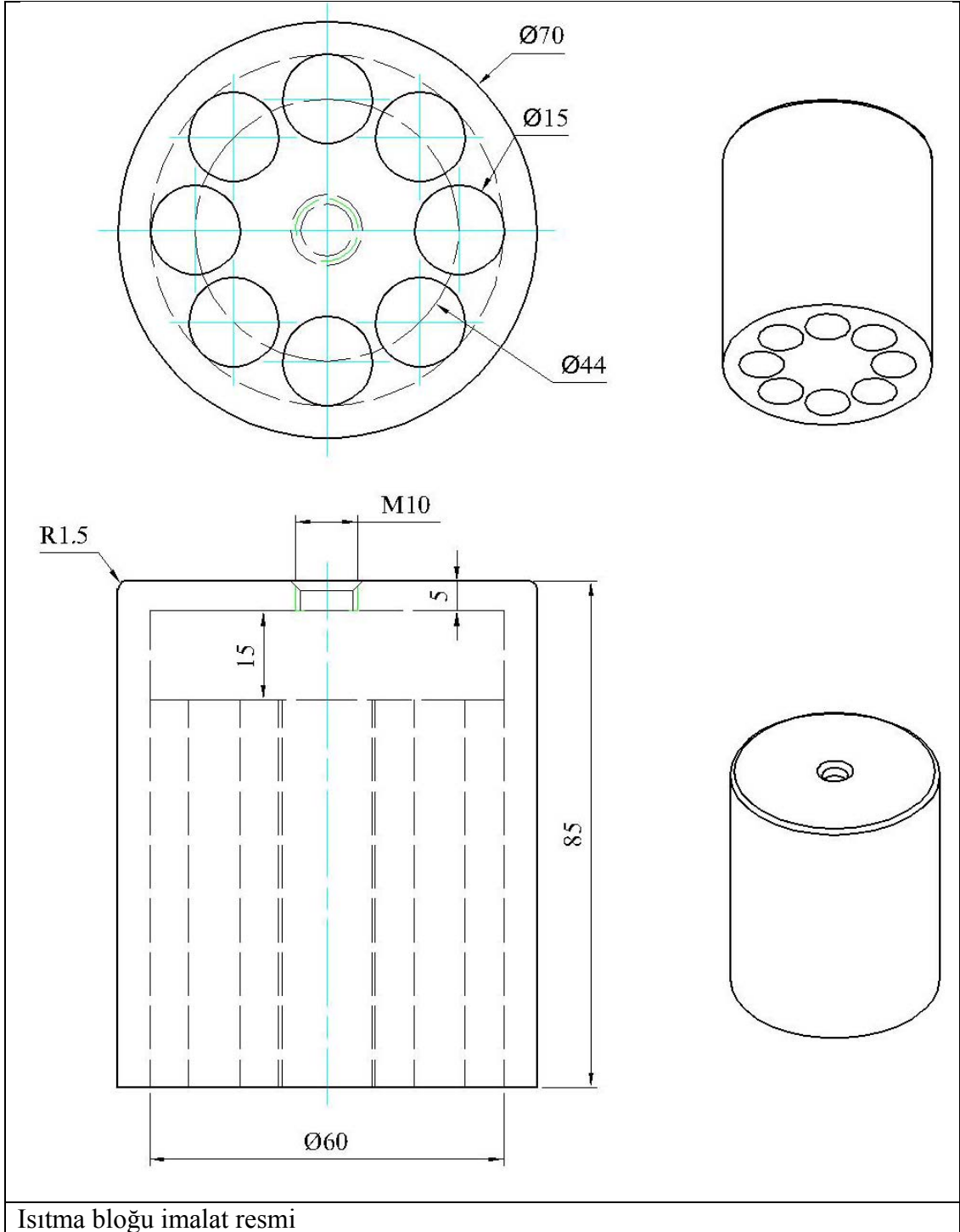


## EK-1 (Devam) Kompresörün imalat parçaları

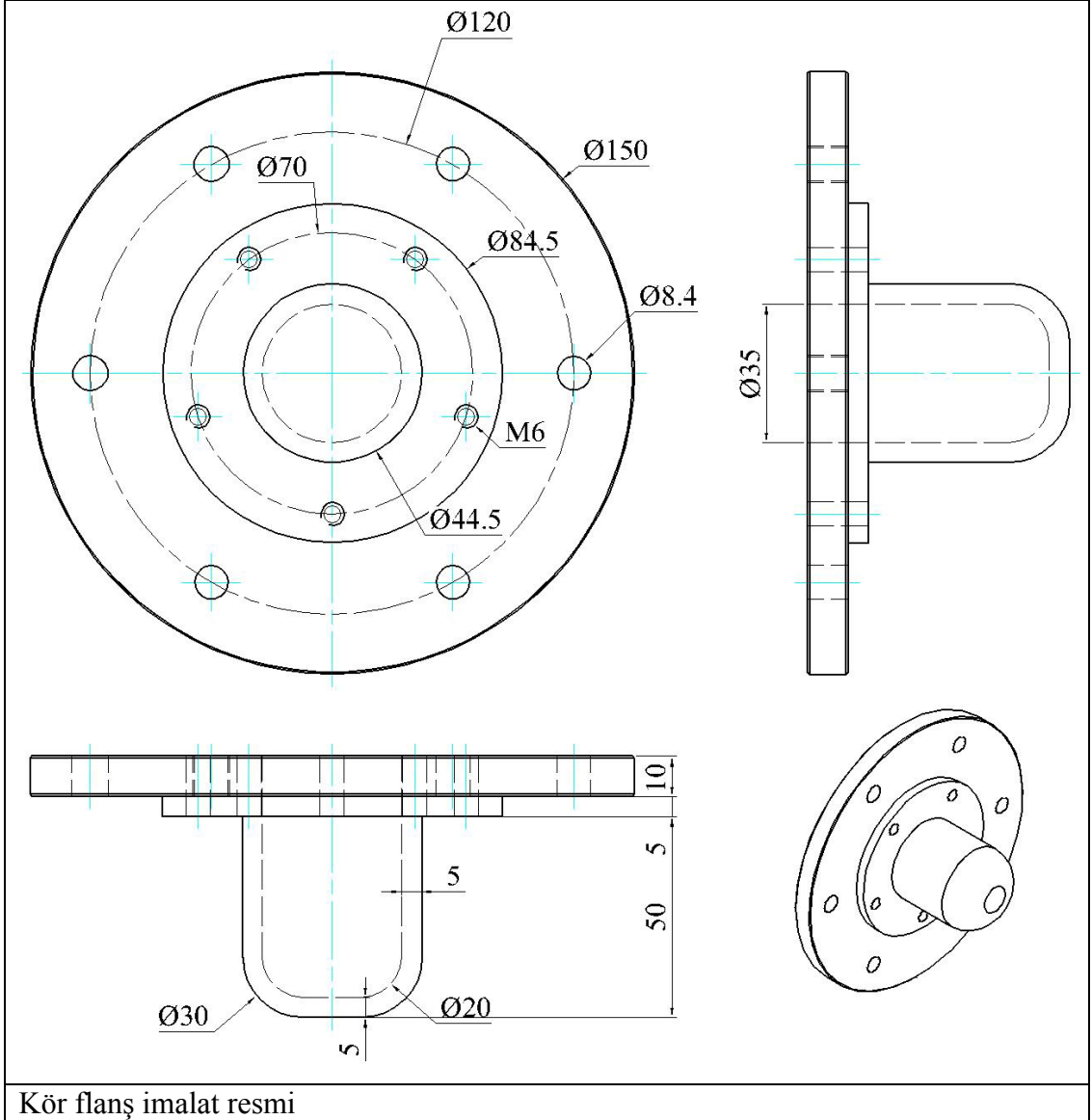




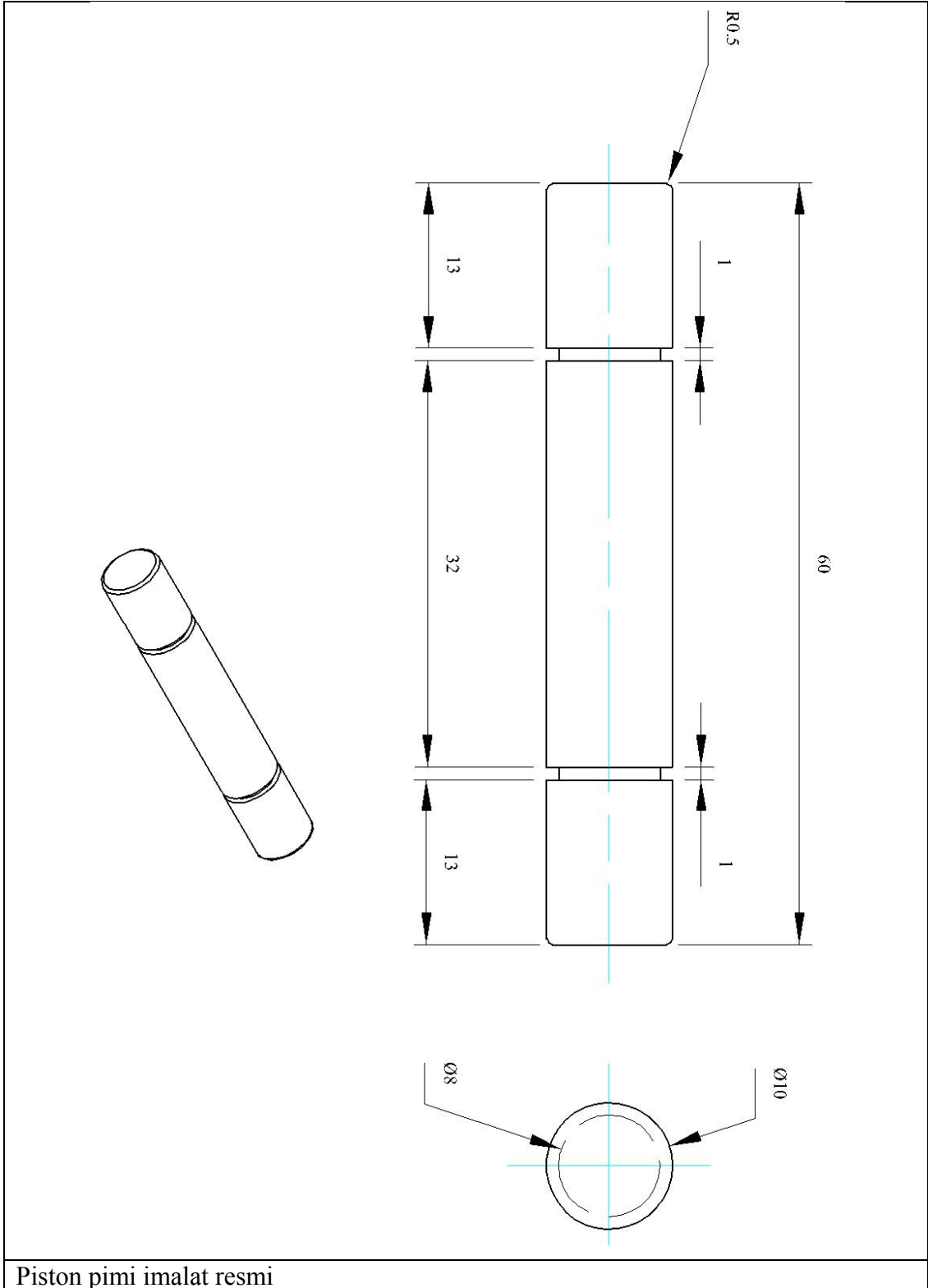
## EK-1 (Devam) Kompresörün imalat parçaları



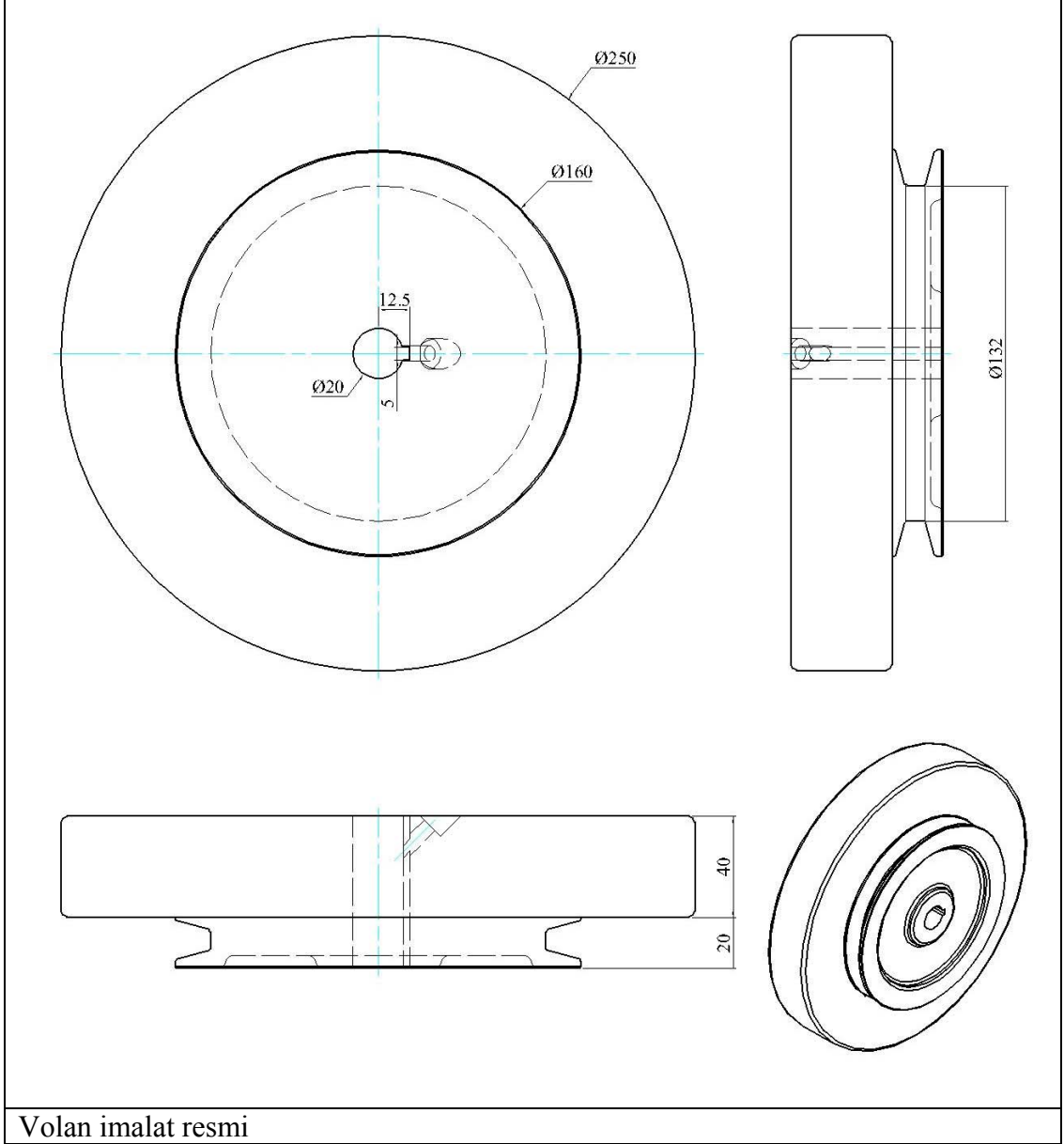
## EK-1 (Devam) Kompresörün imalat parçaları



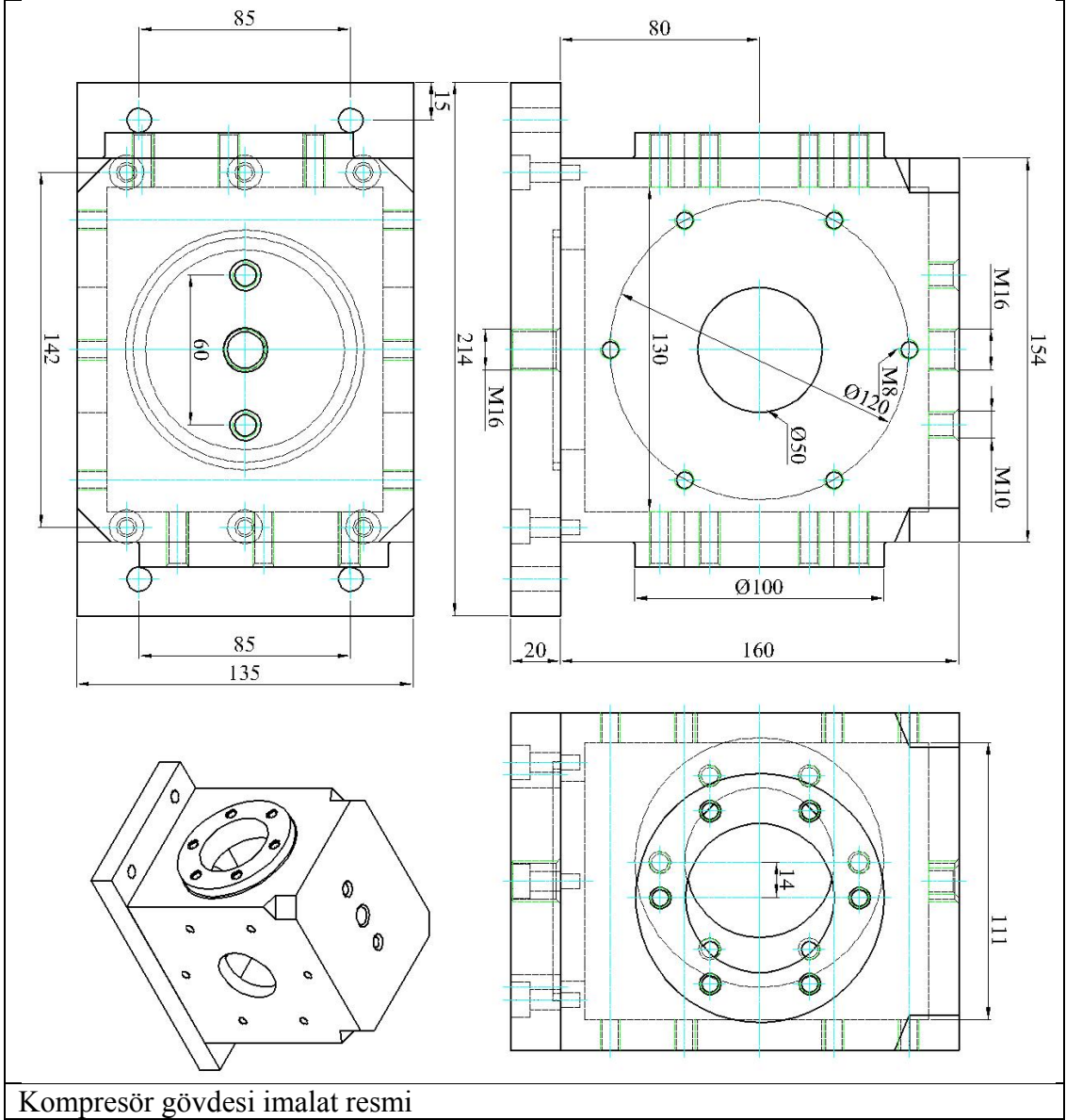
## EK-1 (Devam) Kompresörün imalat parçaları



## EK-1 (Devam) Kompresörün imalat parçaları



## EK-1 (Devam) Kompresörün imalat parçaları



Kompresör gövdesi imalat resmi

## EK-2 Kompresörün analiz programı

PROGRAM SOĞUTMA

DIMENSION GC(5000),BH(5000),UHT(5000)

DIMENSION UCT(5000),VT(5000)

DIMENSION M(150,5000),V(150,5000),

DIMENSION A(150,5000)

REAL LP

OPEN(UNIT=14,FILE='KINE. DAT')

C DAKİKADA DÖNME SAYISI

RPM=1000.0

C TOPLAM KUTLE

MT=0.065/1000.0

C GAZ SABİTİ

RG=288.0

C PİSTON BİYELİ

LP=0.137

C KRANK YARI ÇAPI

RK=0.03

C SİLİNDİR KESİT ALANI

AC=28.274/10000.0

C Pİ SAYISI

PI=3.141592654

C AÇININ DİFERANSİYELİ

DA=PI/180.0

C ZAMANIN DİFERANSİYELİ

DZ=60.0\*DA/(2.0\*RPM\*PI)

C PİSTON PİMİ İLE TEPESİ ARASINDAKİ UZUNLUK

HP=0.04

C PİSTON KUBBESİ UZUNLUGU

HKU=0.05

C SICAK SİLİNDİR İLE KRANK EKSENİ ARASI MESAFE

## EK-2 (Devam) Kompresörün analiz programı

```

    UHS=0.258
C SOGUK SILINDIR İLE KRANK EKSENI ARASI MESAFE
    UCS=0.208
C ACILARIN HESAPLANMASI
DO J=1,361
    TET=(J-1)*DA
    BH(J)=ASIN(RK*SIN(TET)/LP)
    GC(J)=ASIN(RK*SIN((PI)-TET)/LP)
    UHT(J)=RK*COS(TET)+LP*COS(BH(J))+HP+HKU
    UCT(J)=RK*COS((PI)-TET)+LP*COS(GC(J))+HP
END DO
C HACİMLER
    DO J=1,361
DO I=102,102
    V(101,J)=AC*(UCS-UCT(J))
    V(I,J)=10.0/1000000.0
    V(118,J)=AC*(UHS-UHT(J))
    CWRITE(14,32) V(118,J)
END DO
END DO
C TOPLAM HACİM
DO J=1,361
    VT(J)=V(101,J)+V(102,J)+V(103,J)+V(104,J)+V(105,J)+V(106,J)+
        *V(107,J)+V(108,J)+V(109,J)+V(110,J)+V(111,J)+V(112,J)+V(113,J)+
        *V(114,J)+V(115,J)+V(116,J)+V(117,J)+V(118,J)
    CWRITE(14,32) VT(J)
    END DO
C ALANLAR
    DO J=1,3602
DO I=102,117

```

EK-2 (Devam) Kompresörün analiz programı

$A(101,J)=2.0*V(101,J)*(PI/AC)+AC$

$A(118,J)=2.0*V(118,J)*(PI/AC)+AC$

$A(I,J)=100.0/10000.0$

END DO

END DO

32 FORMAT(F12.2)

STOP

END



## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : VARIYENLİ Halil İbrahim  
 Uyuşuğu : T.C.  
 Doğum tarihi ve yeri : 02.09.1975 - ADANA  
 Medeni hali : Evli  
 Telefon : 0 (312) 202 87 06  
 Faks : 0 (312) 212 00 59  
 e-mail : [halilv@gazi.edu.tr](mailto:halilv@gazi.edu.tr)

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi /Makine Eğt. Bölümü	2002
Lisans	Gazi Üniversitesi/Makine Eğt. Bölümü	1999
Lise	Mimar Sinan Endüstri Meslek Lisesi	1993

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2000 – 2008	Gazi Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

### Yabancı Dil

İngilizce

### Yayınlar

- Özkaya, M.G., Variyenli, H.İ., “Tabii Sirkülasyonlu Güneş Enerjili Endirekt Sıcak Su Hazırlama Sistemlerinde Eşanjör Kapasitesinin Verime Olan Etkisi” *Politeknik, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Dergisi*, 6 (3): 551-557 (2003).
- Özkaya, M., G., Variyenli, H., İ., Özdemir, M., B., “Endirekt Güneş Enerjili Sıcak Su Hazırlama Sistem Verimlerinin Bilgisayar Programı Kullanarak

- Karşılaştırılması” *Teknoloji, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Karabük Teknik Eğitim Fakültesi Dergisi*, 7 (4): 667-671 (2003).
3. Usta, H., Dinçer, K., Kırmacı, V., Variyenli, H.İ., “Vorteks Tüpünde Akışkan Olarak Kullanılan Hava ile Karbondioksitin Soğutma Sıcaklık Performanslarının Deneysel İncelenmesi”, *Cumhuriyet Üniversitesi Fen-Edebiyat Fakültesi Fen Bilimleri Dergisi*, 24 (2): 28-39 (2003).
  4. Özkaya, M.G., Özdemir, M.B., Menlik, T., Variyenli, H.İ., “Sıhhi Tesisat Proje Hesaplarının Bilgisayar Destekli Yapılması ve Uygulanması”, *Teknoloji, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Karabük Teknik Eğitim Fakültesi Dergisi*, 9 (3): 181-195 (2006).
  5. Özkaya, M.G., Variyenli, H.İ., Korkmaz, M., “Düzlemsel Güneş Kolektörlerinde Farklı Profillerdeki Emici Plakaların Deneysel İncelenmesi”, *Politeknik, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Dergisi*, 10 (2): 173-177 (2007).
  6. Variyenli, H.İ., “Antifriz Su Karışımının Eş Merkezli-Borulu Isı Değiştiricideki Isı Transfer Performansının Deneysel İncelenmesi”, *Cumhuriyet Üniversitesi Fen-Edebiyat Fakültesi Fen Bilimleri Dergisi*, 28 (1): 1-13 (2007).
  7. Özkaya, M.G., Variyenli, H.İ., Uçar, S., “Rüzgar Enerjisinden Elektrik Enerjisi Üretimi ve Kayseri İli İçin Çevresel Etkilerinin Değerlendirilmesi”, *Cumhuriyet Üniversitesi Fen-Edebiyat Fakültesi Fen Bilimleri Dergisi*, 29 (1): 1-20 (2008).
  8. Özkaya, M.G., Variyenli, H.İ., Yonar, G., “Jeotermal Enerji İle Isıtılan Kütahya İli Simav İlçesindeki Isıtma Sisteminin Çevresel Etkilerinin Değerlendirilmesi ve Uygulanması Gereken Yenilikler”, *Cumhuriyet Üniversitesi Fen-Edebiyat Fakültesi Fen Bilimleri Dergisi*, (Yayın Aşamasında).

### Hobiler

Tenis, Bilgisayar teknolojileri, Futbol, Otomobil, Alışveriş yapmak.