

**T.C.  
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR KLİMA SİSTEMİNİN VERİMİNİN GÜNEŞ ENERJİSİ KULLANILARAK  
ARTTIRILMASI**

**Hande İkbal TAMER**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**2016**

**T.C.  
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR KLİMA SİSTEMİNİN VERİMİNİN GÜNEŞ ENERJİSİ KULLANILARAK  
ARTTIRILMASI**

**Hande İkbal TAMER**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**(Bu tez Bilimsel Araştırma Projeleri Koord. Birimi (BAP) tarafından FYL-2015-  
647 nolu proje ile desteklenmiştir.)**

**2016**

**T.C.  
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR KLİMA SİSTEMİNİN VERİMİNİN GÜNEŞ ENERJİSİ KULLANILARAK  
ARTTIRILMASI**

**Hande İkbal TAMER**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Bu tez 26/02/2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Afşin GÜNGÖR(DANIŞMAN)

Doç. Dr. Faruk ŞEN

Doç. Dr. Murat GÖKÇEK

## ÖZET

# BİR KLİMA SİSTEMİNİN VERİMİNİN GÜNEŞ ENERJİSİ KULLANILARAK ARTTIRILMASI

**Hande İkbal TAMER**

**Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**  
**Danışman: Doç. Dr. Afşin GÜNGÖR**  
**Şubat 2016, 45 sayfa**

Enerji tüketimi son yüzyılda en yüksek oranda gerçekleşmektedir. Bu tüketim neticesinde dünyanın sıcaklığı her geçen gün artmakta ve küresel ısınma 21.yy'nin en büyük sorunu haline gelmektedir. Küresel ısınmanın artması sonucu mevsimsel oransızlıklar ortaya çıkmaktadır. Kış ayları normalden daha soğuk yaz ayları ise aşırı sıcak olmaktadır. Bu durum insanların termal konforunu olumsuz etkilemektedir.

İnsan termal konforunun istenilen seviyede tutulması için yaşam alanlarında en sık rastlanılan çözüm yöntemi klima kullanımudur. Termal konfor şartlarının sağlanması için klima kullanımı özellikle yaz aylarında maksimum seviyeye çıkmaktadır. Bu durum enerji tüketimini arttırmakta ve artan enerji tüketimi küresel ısınmayı arttırmaktadır. Birbirini tetikleyen bu iki durumun kontrol altında tutularak bunlardan kaynaklanan olumsuzlukları azaltmak amacıyla bilim insanları enerji tasarrufu üzerine çalışmalar yapmaktadır.

Bu tez çalışması kapsamında insan termal konfor şartlarının optimum aralıklarda tutulması için kullanılan klima sistemlerinde enerji tasarrufu yapmak amacıyla, enerjinin çevreye zarar vermeden elde edildiği yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı deneysel olarak irdelenmiştir. Yenilenebilir enerji kaynağı olarak uygulanabilirliği yüksek olan güneş enerjisi seçilmiştir. Bilindiği üzere, klima sistemlerinde en çok enerji tüketimi kompresörün soğutucu akışkanın sıcaklık ve basıncını arttırmak için sıkıştırma işlemini yaptığı sırada meydana gelmektedir. Soğutucu akışkanı yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlanacak bir ısı ile ısıtılması sistemin enerji tüketimini gözle görülebilir oranda azalmasını sağlamaktadır.

Enerji tüketiminin azaltılmasının deneysel olarak irdelenmesi için iki adet 12.000 BTU gücünde klima sistemi seçilmiştir. Sistemlerin bir tanesi normal şekilde diğer sisteme ise güneş enerjisini simüle etmek amacıyla elektrikli ısıtıcı ilave edilerek deney düzeneği hazırlanmıştır. Klima sistemlerinde kompresöre giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları ölçülmüştür. Ayrıca bu ölçümlere ilaveten sistemlerin elektrik şebekesinden çektiği akım miktarını ölçmek için de akım probu kullanılmıştır. Yapılan deneyler sonucu her iki sistem arasında %30 enerji tüketim farkı meydana gelmiştir. Sonuç

olarak bu çalışma kapsamında klima sistemlerinde yenilenebilir enerji kaynakları kullanarak gözle görülebilir bir enerji tasarrufu tespit edilmiştir.

**ANAHTAR KELİMELELER:** Enerji, Klima, Yenilenebilir Enerji, Gneř Enerjisi

**JRİ:** Do. Dr. Afşin GÜNGÖR (Danışman)

Do. Dr. Faruk şEN

Do. Dr. Murat GKEK



## **ABSTRACT**

### **SOLAR ENERGY USING THE ENHANCEMENT OF EFFICIENCY OF THE AIR CONDITIONING SYSTEM**

**Hande İkbal TAMER**

**MSc Thesis in Mechanical Engineering**

**Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Afsin GUNGOR**

**February 2016, 45 pages**

Energy consumption is realized at the highest rate in the last century. This is the world's temperature is increasing day by day and as a result consumption has become the biggest problem of global warming 21st century. Global warming is emerging as a result of increased seasonal disproportions. The colder than normal winter and summer months are extremely hot. This situation adversely affects the human thermal comfort.

The most common solution methods for keeping their living space at the desired level of human thermal comfort are the use of air conditioning. Use of air conditioning to ensure maximum thermal comfort conditions stand out especially in the summer. This situation increases the energy consumption and increasing energy consumption increases global warming. Keeping this situation under control two trigger each other's scientists in order to reduce the problems caused by them is working on energy savings.

In order to save energy used for air conditioning systems should be kept in the optimum range of human thermal comfort conditions in the context of this thesis, the use of renewable sources of energy to be obtained without harming the environment has been experimentally investigated. The applicability of solar energy as a renewable energy source is high is selected. Most energy consumption in air conditioning systems in order to increase the temperature and pressure of the refrigerant fluid in the compressor compression process does occur. The refrigerant is heated by a heat supplied from a renewable energy source that provides a visible reduction in the energy consumption rate of the system.

Two 12.000 BTU air conditioning system in force to examine empirically the reduction of energy consumption has been selected. One of the systems normally assay by the addition while the other system embodiments, the electric heater was prepared to simulate the solar energy. Air conditioning system compressor inlet-outlet temperature and pressure were measured. In addition, to measure the amount of current drawn from the mains system is also used in addition to the current measurement probe. The experiments results 30% energy difference between the two systems has occurred. As a result, visible in the air-conditioning system using renewable energy sources in this study were type of energy saving.

**KEY WORDS:** Energy, Air-Conditioner Solar Energy, Renewable Energy Sources

**COMMITTEE:** Assoc. Prof. Dr. Afsin GUNGOR (Supervisor)

Assoc. Prof. Dr. Faruk SEN

Assoc. Prof. Dr. Murat GOKCEK



## ÖNSÖZ

Ülkemiz, enerji kaynakları bakımından büyük ölçüde dışa bağımlıdır. Milli gelirimizin en çok sarf edildiği alan olan enerji kaynaklarının daha bilinçli ve daha verimli kullanılması aynı zamanda yenilenebilir enerji kaynaklarından faydalanılması ülke açısından son derece önemlidir. Yakın gelecekte fosil yakıtlara olan bağımlılığın azaltılması ve Kyoto kriterlerinde belirtilen karbondioksit emisyon değerlerine ulaşarak küresel ısınmanın azaltılması hedeflenmektedir.

Küresel ısınmanın artması insan yaşam konforunu olumsuz anlamda etkilemektedir. Yaşam konforunun olumsuz etkilenmesinin en büyük sebebi termal konforun istenilen şartlarda olmayışıdır. Termal konforu istenilen değerlerde tutmak için en çok kullanılan sistem klima sistemleridir. Klima sistemlerinin yüksek oranda kullanımı büyük enerji tüketimlerine yol açmaktadır. Bu durum göz önüne alındığında, enerji üretim/tüketim sistemleri için yenilenebilir enerji teknolojilerinin sürdürülebilir, alternatif ve çevre dostu bir çözüm yaratması beklenmektedir.

Bu çalışma ile, yenilenebilir enerji kaynaklarından güneş enerjisi, konut ve işyerlerinde sıklıkla kullanılan mevcut bir klima sistemine entegre edilerek kompresörün harcadığı enerjide %30 gibi bir iyileştirme sağlanmıştır. Yapılan deneysel çalışmanın ileriki aşamalarında sistem performansını etkileyen parametreler ve sistemi iyileştirici faaliyetlerle ilgili bilgiye detaylıca yer verilmiştir.

Tezin hazırlanması esnasında fikirlerini, desteklerini, ilgisini esirgemeyen ayrıca bu tezin hayata geçirilmesi konusunda yönlendiren ve teşvik eden saygı değer hocam; Doç. Dr. Afşin GÜNGÖR'e, teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca bu tezin deneysel sürecinde, deney ekipmanlarının tedarik aşamasındaki maddi desteklerinden dolayı Bilimsel Araştırma Projesi Koordinatörlüğü'ne (BAP) teşekkürlerimi sunarım.



## İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
<b>ABSTRACT</b> .....	iii
ÖNSÖZ .....	v
İÇİNDEKİLER .....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	x
1. GİRİŞ .....	1
2. KURAMSAL BİLGİLER VE KAYNAK TARAMALARI.....	2
2.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi Genel Çalışma Prensipleri .....	2
2.2. Soğutma Çevriminde Kullanılan Akışkanlar .....	7
2.2.1. R410A soğutucu akışkanı ve ısıl özellikleri .....	8
2.3. Soğutma Çevrimi Elemanları .....	9
2.3.1. Kompresör.....	9
2.3.2. Buharlaştırıcılar (Evaporatörler) .....	12
2.3.3. Yoğuşturucular (Kondenserler).....	12
2.3.4. Genleşme valfi .....	13
2.4. Klima Sistemlerinde Verim Arttırımı için Literatürde Yapılan Çalışmalar .....	13
3. MATERYAL VE METOT .....	17
4. BULGULAR VE TARTIŞMA .....	28
4.1. Akım Değerlerine Göre Enerji Tüketimi.....	28
4.2. Güç Ölçer Değerlerine Göre Enerji Tüketimi .....	37
5. SONUÇ .....	38
6. KAYNAKLAR .....	41
ÖZGEÇMİŞ	

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### Simgeler

A	Alan
COP	Performans katsayısı
$C_p$	Sabit basınçta özgül ısı, (kJ/kg.K)
$C_v$	Sabit hacimde özgül ısı, (kJ/kg.K)
E	Ekserji debisi, (kJ/h)
h	Özgül entalpi, (kJ/kg)
$\hat{h}$	Yanma entalpisi, (kJ/kmol)
H	Toplam entalpi, (kJ)
i	Özgül tersinmezlik, (kJ/kmol)
I	Toplam tersinmezlik, (kJ)
m	Kütle, (kg)
M	Mol kütlesi, (kg/kmol)
n	Mol miktarı, (kmol)
P	Basınç, (bar)
Q	Isı geçisi, (kJ)
s	Özgül entropi, (kJ/kg.K)
T	Sıcaklık, (°C)
u	Özgül iç enerji, (kJ/kg)
U	Toplam iç enerji, (kJ)
W	Toplam iş, (kJ)
y	Ekserji kaybı oranı, (%)
$\rho$	Yoğunluk, (kg/m <sup>3</sup> )

### **Alt Simgeler**

0	Çevre hali
ç	Çıkış koşulları
g	Giriş koşulları
ky	Kayıp
kh	Kontrol hacmi
tr	Tersinir durum

### **Üst Simgeler**

.(üst nokta)	Birim zamanda
-(üst çizgi)	Birim mol için
0	Standart referans hali

## **Kısaltmalar**

AB	Avrupa Birliđi
ABD	Amerika Birleşik Devletleri
AET	Avrupa Ekonomi Topluluđu
APK	Araştırma Planlama ve Koordinasyon
BAKA	Batı Akdeniz Kalkınma Ajansı
BP	British Petroleum
CFC	Chloro Floro Carbon
ÇED	Çevre Etkileşim Değerlendirmesi
DEK-TMK	Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi
DOE	Department Of Energy and Environment
DMİ	Devlet Meteoroloji İşleri
DPT	Devlet Planlama Teşkilatı
ECBCS	Binalarda Enerji Tasarrufu ve Toplum Sistemleri Programı
EPA	Environmental Protection Agency
EİE	Elektrik İşleri Etüt İdaresi Genel Müdürlüđu
EPDK	Enerji Piyasası Değerlendirme Kurumu
EPİAŞ	Enerji Piyasaları İşletme Anonim Şirketi
GEPA	Güneş Enerjisi Potansiyeli Atlası
ETKB	T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı
EÜAŞ	Türkiye Elektrik Üretim Anonim Şirketi
IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change
IEA	Uluslararası Enerji Ajansı
İTO	İstanbul Ticaret Odası
MMO	Makine Mühendisleri Odası
ODP	Ozon Tüketme Potansiyeli
OECD	Ekonomik İşbirliği ve Kalkınma Örgütü
TEİAŞ	Türkiye Elektrik İletim Anonim Şirketi
TMMOB	Türkiye Mimarlar ve Mühendisler Odaları Birliđi
TÜBİTAK	Türkiye Bilimsel ve Teknik Araştırma Kurumu
TÜSİAD	Türkiye Sanayi ve İşadamları Derneđi
TSE	Türk Standartları Enstitüsü
UN	Birleşmiş Milletler
UETM	Ulusal Enerji Tasarruf Merkezi
UGET-TB	Uluslararası Güneş Enerjisi Topluluđu Türkiye Bölümü
UTES	Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu
YEK	Yenilenebilir Enerji Kaynakları
WEC	Dünya Enerji Konseyi

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Buhar Sıkıştırılmalı bir Soğutma Çevriminin Genel Düzeni .....	3
Şekil 2.2. İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimine ait T-s ve P-h diyagramları.....	3
Şekil 2.3. Çeşitli kompresör tipleri .....	10
Şekil 2.4. Pistonlu kompresörlerin çalışma çevrimi .....	11
Şekil 2.5. Genleşme valfi .....	13
Şekil 3.1. Isıtıcısız Klima Sistemi T-s diyagramı .....	17
Şekil 3.2. Isıtıcı Eklenmiş Klima Sistemi T-s Diyagramı.....	18
Şekil 3.4. Klima Dış Üniteleri.....	19
Şekil 3.5. Klima İç Üniteleri .....	20
Şekil 3.6. Klima Sistemine İlave Edilen Isıtıcı Ünite .....	21
Şekil 3.8. Ölçüm Cihazı Sıcaklık Problemleri .....	23
Şekil 3.9. Ölçüm Cihazı Basınç Problemleri .....	24
Şekil 3.10. Ölçüm Cihazı Akım Probu .....	25
Şekil 3.11. Ölçüm Cihazı Tüm Problemler .....	25
Şekil 3.12. Deney Düzenine Ölçüm Hali .....	26
Şekil 3.13. Deney Düzeninde Kullanılan Priz Takılabilen Voltmetre Cihazı .....	26
Şekil 4.1. 13 °C değeri için ısıtıcı ilaveli ölçüm değerleri .....	29
Şekil 4.2. 13 °C değeri için ısıtıcı ilavesiz ölçüm değerleri .....	29
Şekil 4.3. 14 °C değeri için ısıtıcı ilaveli ölçüm değerleri .....	30
Şekil 4.4. 14 °C değeri için ısıtıcı ilavesiz ölçüm değerleri .....	30
Şekil 4.5. 15 °C değeri için ısıtıcı ilaveli ölçüm değerleri .....	31
Şekil 4.6. 15 °C değeri için ısıtıcı ilavesiz ölçüm değerleri .....	31
Şekil 4.7. 16 °C değeri için ısıtıcı ilaveli ölçüm değerleri .....	32
Şekil 4.8. 16 °C değeri için ısıtıcı ilavesiz ölçüm değerleri .....	32
Şekil 4.9. 17 °C değeri için ısıtıcı ilaveli ölçüm değerleri .....	33
Şekil 4.10. 17 °C değeri için ısıtıcı ilavesiz ölçüm değerleri .....	33
Şekil 4.11. 18 °C değeri için ısıtıcı ilaveli ölçüm değerleri .....	34
Şekil 4.12. 18 °C değeri için ısıtıcı ilavesiz ölçüm değerleri .....	34
Şekil 4.13. 19 °C değeri için ısıtıcı ilaveli ölçüm değerleri .....	35
Şekil 4.14. 19 °C değeri için ısıtıcı ilavesiz ölçüm değerleri .....	35
Şekil 4.15. 20°C değeri için ısıtıcı ilaveli ölçüm değerleri .....	36
Şekil 4.16. 20°C değeri için ısıtıcı ilavesiz ölçüm değerleri .....	36

## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Soğutucu Gaz Alternatiflerinin Karşılaştırılması.....	9
Çizelge 3.1. Deneyde kullanılan Klimaların Genel Özellikleri .....	18
Çizelge 3.2. Testo-570 Teknik Özellikler .....	22
Çizelge 4.1. Güç Ölçer Değerlerine Göre Enerji Tüketimi.....	37



## 1. GİRİŞ

21. yüzyılda gelişen teknolojiyle doğru orantılı olarak insanların enerji ihtiyacı artmıştır. Bu artıştan dolayı enerji kaynaklarında hızlı bir şekilde azalma meydana gelmiştir. Dünya kaynaklarındaki bu azalma aynı zamanda küresel ısınmanın artmasında önemli rol oynamaktadır (Yaka vd 2015).

Küresel ısınmanın artması neticesinde yaz aylarındaki yüksek sıcaklıklardan dolayı termal konfor şartlarının sağlanması için soğutma ihtiyacı artmaktadır. Termal konfor şartlarının sağlanması ancak yaşanan ortamların klimalar kullanılarak iklimlendirilmesi ile mümkün olmaktadır. Küresel ısınmanın gün geçtikte artması yaz aylarında klima kullanımının da önümüzdeki yıllarda ciddi bir artış göstereceğinin bir işaretidir. Termal konforun sağlanmasında etkin bir rolü olan klima sistemlerinin daha verimli bir şekilde çalıştırılması özellikle sürdürülebilir çevrenin sağlanması ve ülke kaynaklarının en akılcı şekilde kullanılması açısından oldukça önemlidir.

Bu amaçla bilim insanları günümüzde daha az enerji tüketen klima sistemleri tasarımı konusunda pek çok çalışma yapmaktadır. Klima sistemlerinin daha verimli bir şekilde çalışmanın bir yolu da bu sistemlerin yenilenebilir enerji sistemleri ile entegrasyonudur. Yenilenebilir enerji sistemlerinin klima sistemlerine entegrasyonu iki şekilde olmaktadır. Birincisi yenilenebilir enerji sistemleri ile klima sistemlerinin ihtiyaç duyduğu elektriğin üretilmesi ikincisi ise yenilenebilir enerji sistemlerinin sistem performansını arttıracak şekilde klima sistemine entegre edilmesidir.

Bu çalışmada güneş enerjisinden elde edilen ısı ile klima sisteminde kompresör girişinde gazın ısıtılmasının sistem performansı üzerindeki etkileri detaylı bir şekilde irdelenmiştir. Böylelikle klima sistemlerine en çok ihtiyaç duyulan yaz aylarında oldukça bol miktarda bulunan güneş enerjisi sisteme entegre edilerek sistem performansı arttırıldığı gibi klima sistemi tarafından soğutulması için tüketilen elektrik enerjisi miktarı da düşürülmektedir.

Bu durum yaz aylarında Antalya gibi şehirlerimizde karşılaşılan aşırı elektrik tüketimi ve aşırı yüklenmeden kaynaklanan elektrik kesintilerinin önüne geçilebileceği gibi gelecek nesillere daha temiz ve sürdürülebilir bir çevre bırakılması açısından da oldukça önemlidir. Bu amaçla bu çalışmada bir klima sisteminde kompresör girişinde soğutucu gazın güneş enerjisi ile ısıtılmasının sistem performansı üzerindeki etkileri deneysel olarak irdelenmiştir.

## 2. KURAMSAL BİLGİLER VE KAYNAK TARAMALARI

Bu bölümde klima sistemleri ile ilgili kuramsal bilgiler ve bu sistemlerle ilgili literatürde yapılmış olan çalışmalara yer verilmiştir.

### 2.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi Genel Çalışma Prensibi

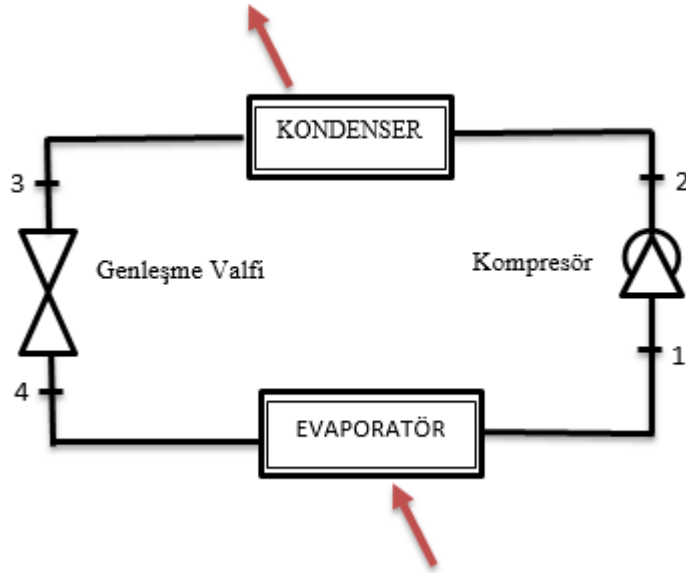
Termodinamiğin önemli uygulama alanlarından biri soğutmadır. Soğutma düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçiştir ve soğutma makinaları veya ısı pompaları kullanılarak gerçekleştirilir. İki temel tip soğutma tekniği vardır. Bunlar sırasıyla, kompresörlü (sıkıştırılmalı) soğutma ve absorpsiyonlu soğutmadır. Bunlar arasındaki temel fark, kompresörlü soğutmada enerji kaynağı olarak elektrik kullanılır. Bu işlemin gerçekleştirilmesi için sistemde soğutucu akışkan dolaştırılır. Bu dolaşım sırasında soğutucu akışkan çeşitli termodinamik işlemlere tabi tutulur. Tüm bu işlemler serisine soğutma çevrimi adı verilir (Çengel 2006).

En yaygın kullanılan soğutma çevrimi, buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimidir. Temel olarak dört elemandan oluşur. Bir soğutma çevriminde, çevrimi oluşturan elemanlar aşağıdaki gibidir:

1. Kompresör
2. Kondenser
3. Evaporatör
4. Genleşme Valfi

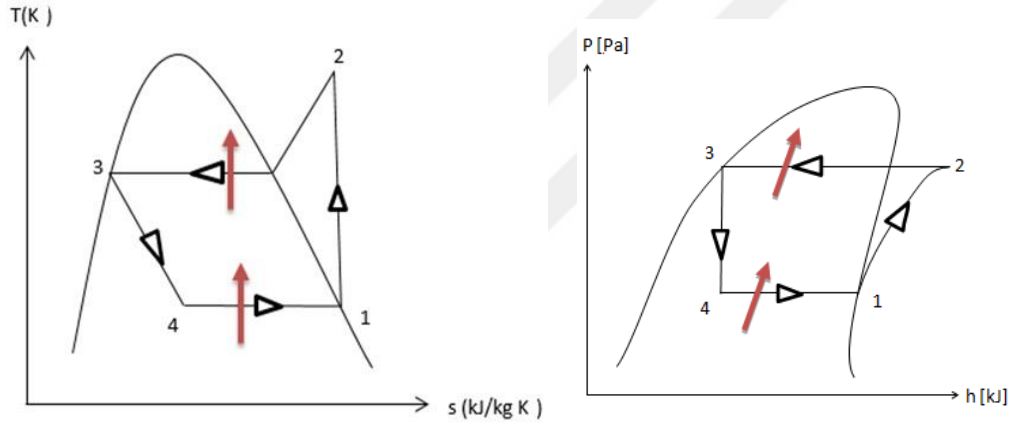
Buhar sıkıştırılmalı mekanik bir soğutma çevriminde alçak ve yüksek basınç tarafı olarak adlandırılan iki ana bölüm mevcuttur. Alçak ve yüksek basınç taraflarından oluşan soğutma çevrimi, dört ana elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar sırasıyla kompresör, yoğunlaştırıcı (kondenser), buharlaştırıcı (evaporatör) ve kısılma (genleşme valfi) vanasıdır. Şekil 2.1’de gösterilen bu dört elemandan birinin eksik olması halinde soğutma çevrimi oluşamaz.

Buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma sisteminde; kompresörde yüksek basınca sıkıştırılan soğutucu akışkan kızgın buhar halde yoğunlaştırıcıya gönderilir. Burada, çevreye ısı vererek yoğunlaşan soğutucu akışkan, kısılma vanasında alçak basınca kısılarak ıslak buhar halde buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıyı çevreleyen ortam sıcaklığının altında bir sıcaklığa sahip olan soğutucu akışkan, ortamın ısını çekerek ortamı soğutur ve buharlaştırıcı çıkışında doymuş buhar halde kompresör tarafından emilir. Böylece çevrim sürekli olarak tekrarlanır. Soğutucu akışkanın peş peşe bu işlemlerden geçmesi, soğutma çevrimi olarak adlandırılır (Yamankaradeniz 2009).



Şekil 2.1. Buhar Sıkıştırırmalı bir Soğutma Çevriminin Genel Düzeni

Soğutma çevriminin sıcaklık-entropi ve basınç-entalpi ilişkisi Şekil 2.2'deki gibidir.



Şekil 2.2. İdeal Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimine ait T-s ve P-h diyagramları (Çengel ve Boles 2000)

Bu çevrimi oluşturan elemanlarda hal değişimleri şu şekildedir:

- (1-2) Kompresörde izentropik sıkıştırma
- (2-3) Yoğuşturucudan çevreye sabit basınçta ısı geçişi
- (3-4) Kısılma (Genişleme ve basıncın düşmesi)
- (4-1) Buharlaştırıcıdan akışkana sabit basınçta ısı geçişi

İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izentropik olarak yoğuşturucu basıncına



sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve yoğuşturucudan 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir. Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir genişleme vanası veya kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde, kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak tümüyle buharlaşır.

Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar. Buhar sıkıştırılmalı ideal soğutma çevriminde, enerji ve ekserji analizlerinde, P-h ve T-s grafikleri çizilirken bazı kabuller yapılır. Yapılan kabuller şu şekildedir:

- ✓ Soğutucu akışkan Şekil 2.2'de belirtildiği gibi 2-3 ve 4-1 noktaları arasında evaporatör ve kondenserden geçerken basınç kaybına uğramadığı, 1-2 ve 3-4 noktaları arasında kompresördeki sıkışmanın izentropik ve genişleme valfindeki genişlemenin adyabatik ortamda gerçekleştiği kabul edilmektedir
- ✓ Çevrim boyunca evaporatör ve kondenser dışında herhangi bir ısı kaybının ve kazanımının olmadığı varsayılmaktadır.
- ✓ Genleşme elemanındaki basınç düşmesi (kısılma) işleminin sabit entalpide gerçekleştiği ve sistem elemanları arasındaki bağlantıyı sağlayan boru, hortum ve bağlantı elemanlarında herhangi bir basınç kaybı olmadığı kabul edilmektedir.
- ✓ Bağlantı boruları ile çevre arasında ısı transferinin olmadığı da kabul edilir. Evaporatör çıkışında soğutucu akışkanın doymuş buhar olduğu, kondenser çıkışında ise doymuş sıvı olduğu kabul edilir.

Şekil 2.2'de P-h ve T-s diyagramları gösterilen buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin termodinamik analizine göre, kompresör işi aşağıdaki eşitlikten hesap edilir:

$$\dot{W}_{komp} = \frac{\dot{m}_R (h_2' - h_1)}{\eta_{is}} \quad (2.1)$$

Burada,  $\dot{W}_{komp}$  kompresör işini,  $\dot{m}_R$  sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi, h entalpiyi ve  $\eta_{is}$  kompresörün izentropik verimini gösterir. 1 ve 2' alt indisleri ise sırasıyla kompresör girişi ve izentropik çıkışını temsil etmektedir. Kompresörün izentropik verimi  $\eta_{is}$ , kompresörün ideal sıkıştırma işinin gerçek sıkıştırma işine oranıdır.

$$\eta_{is} = \frac{(h_2' - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (2.2)$$

Burada,  $h_2$  kompresör çıkışındaki gerçek entalpidir. Sistemin soğutma kapasitesi aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_R \cdot (h_1 - h_4) \quad (2.3)$$

Kondenser kapasitesi ise aşağıda verilmiştir;

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_R \cdot (h_2 - h_3) \quad (2.4)$$

Denklem 2.3 ve 2.4'te,  $\dot{Q}_E$  evaporatör tarafından çekilen ısı (soğutma kapasitesi) ve  $\dot{Q}_K$  kondenser tarafından atılan ısıdır. Evaporatör veya soğutma kapasitesi aynı zamanda Termodinamiğin I. kanununa göre, kondenserden atılan ısı miktarıyla kompresör tarafından harcanan gücün farkı olarak tanımlanmıştır (Dossat 2001):

$$\dot{Q}_E = \dot{Q}_K - \dot{W}_{komp} \quad (2.5)$$

Yukarıda verilen denklemde (2.5) kondenser, evaporatör ve kompresör arasındaki bağıntıyı vermektedir. Bu eşitliğe göre, soğutulacak ortamdan çekilen ısı ile kompresörde harcanan gücün toplamı, sistemden dışarı atılan ısıya eşittir. İdeal bir soğutma sisteminde, kompresörden birim zamanda geçen soğutucu akışkan debisi sistemin kapasitesini belirler. Soğutma kapasitesi bilinen bir soğutma sisteminde akışkan debisi denklemi (2.3) düzenlenerek aşağıdaki eşitlikten belirlenir:

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_K}{(h_1 - h_4)} \quad (2.6a)$$

veya benzer şekilde kondenser kapasitesinden hesaplanabilir;

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_K}{(h_2 - h_3)} \quad (2.6b)$$

Bir soğutma makinesi veya ısı pompasının performansı, performans katsayısı *Coefficient Of Performance* (COP) ile değerlendirilir. İdeal buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevrimi için COP aşağıdaki şekilde tanımlanır (Çengel 2006).

$$COP = \frac{\text{Elde edilmek istenen soğutma etkisi}}{\text{Kompres önde harcanan iş}} \quad (2.7)$$

Bu tanıma göre soğutma sistemi için COP değeri;

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{W_{komp}} \quad (2.8)$$

şeklinde bulunur. Denklem açık bir şekilde yazılırsa aşağıdaki hale gelir:

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{W_{komp}} = \frac{h_1 - h_2}{h_2 - h_1} \quad (2.9)$$

Termodinamiğin II. Kanununa göre tersinir soğutma çevrimi için COP değeri aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır:

$$COP \leq \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (2.10)$$

Burada,  $T_H$  yüksek ısı kaynağı sıcaklığı ve  $T_L$  düşük ısı kaynağı sıcaklığıdır. Her iki sıcaklıkta Kelvin cinsindedir. Denklem (2.10) ile belirlenen COP değeri,  $T_H$  ile  $T_L$  sıcaklıkları arasında çalışan bir soğutma makinesinin alabileceği en yüksek değerdir ve  $COP_{Carnot}$  olarak ifade edilir.

$$COP_{Carnot} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (2.11)$$

Bu tanıma göre,  $T_H$  ile  $T_L$  sıcaklıkları arasında çalışan tüm gerçek soğutma makinelerinin performans katsayıları daha düşük olacaktır. Ayrıca denklemden de görüleceği üzere soğutma çevriminde, sistemin soğutma tesir katsayısının maksimum olabilmesi için iki ısı kaynağı arasındaki sıcaklıkların birbirine çok yakın olması gerekir. Yani  $T_H$  ile  $T_L$  birbirine ne kadar yakın olursa COP değeri o kadar büyük olur (Ekren 2009).

## 2.2. Soğutma Çevriminde Kullanılan Akışkanlar

Buhar sıkıştırma çevrimi esasına göre çalışan soğutma sistemlerinde, ısının taşınması görevini yapan ara maddelere soğutucu akışkan veya kısaltılmış şekliyle soğutkan adı verilmektedir. Soğutucu akışkanlar, soğutma, iklimlendirme ve ısı pompaları sistemlerinin en önemli temel akışkanlarıdır. Genellikle bu akışkanlar, buharlaşma ve yoğuşma faz değişimi işlemleri yardımıyla, bir ortamdan (soğutma yapılan bir odadan) çektikleri ısıyı, diğer bir ortama (dış çevreye) atarlar. Bu faz değişimleri, mekanik buhar sıkıştırma ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde görülürken, hava gibi bir akışkan kullanan gaz soğutma çevrimlerinde görülmez bir soğutma sisteminin verimli ve emniyetli çalışabilmesi için soğutucu akışkanların, bazı fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip olmaları gerekir. Bu özellikler, uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre değişebileceği gibi bu özelliklerin hepsini yerine getirmeleri her zaman mümkün olmayabilmektedir (Niğdelioğlu 2006).

Bir soğutma sisteminin tasarlanması, sistemde kullanılacak soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerine bağlıdır. Seçilen soğutucu akışkanın özelliği gereği soğutma sistemlerinde buharlaştırıcı basıncının yüksek, yoğuşturucu basıncının ise düşük olması tercih edilir. Soğutma çevrimlerinde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama aktarılmasında aracı olarak kullanılan soğutucu akışkanlar ısı alışverişini sıvı halden buhar haline ve buhar halden sıvı haline dönüşerek gerçekleştirirler. Bu akışkanlar, buharlaşma ve yoğuşma faz değişimi işlemleri yardımıyla, bir ortamdan aldıkları ısıyı, diğer bir ortama aktarırlar. Soğutucu akışkanların, ısı geçiş kabiliyetleri ile doğrudan ilgili olmayan, birçok koşulu da yerine getirmeleri istenir. Kullanma şartlarındaki kimyasal kararlılık soğutucu akışkanlardan istenen en önemli özelliklerden biridir. Ayrıca bir soğutma sisteminden atmosfere sızan veya boşaltılan soğutucu akışkanın çevrede meydana getireceği etkiler de dikkate alınmalıdır (Yamankaradeniz 2002).

Genel olarak soğutucu akışkanlarda şu özellikler aranır:

- ✓ Buharlaşma gizli ısısı yüksek olmalıdır.
- ✓ Kritik sıcaklığı ve basıncı yüksek olmalıdır.
- ✓ Atmosfer bazında kaynama sıcaklığı düşük olmalıdır.
- ✓ Yanıcı ve patlayıcı olmamalıdır.
- ✓ Tesisatı oluşturan devre elemanlarını olumsuz yönde etkilememeli ve korozyona sebep olmamalıdır.
- ✓ Zehirleyici olmamalıdır.
- ✓ Daygunluk basıncı genleşme valfi basıncının altında bulunmalıdır.

- ✓ Ozon tabakasına zarar verme ve global ısınmaya sebep olma potansiyeli taşımamalıdır.
- ✓ Küçük kapasiteli bir kompresörün kullanımına elverişli olmalıdır.
- ✓ Kapalı devrelerde sistemdeki kaçaklar kolayca tespit edilebilmelidir.
- ✓ Yağ ile karışabilir ve kimyasal özelliğini koruyan bir yapıda olmalıdır.

Moleküler açıdan, birbirine yakın kaynama noktalarına sahip soğutucu akışkanlarının gizli buharlaşma ısıları da birbirine çok yakındır. Üretim ve kullanımının azaltılması yönündeki çalışmalarla birlikte bu soğutucu akışkanların yerine yeni soğutucuların bulunması ve yaygınlaştırılması gereksinimi artmaktadır. Emniyet ve güvenilirlik açısından iyi olan ayrıca iyi bir ısı özelliğine de sahip olan soğutucu akışkanlar kullanmak için yapılan çeşitli araştırmalar neticesinde, 1920'li yıllarda Florokarbon türü soğutucu akışkanlara, metan veya etan içerisindeki hidrojen atomlarından bir veya birkaçının yerine sentez yoluyla klor, flor veya brom atomları yerleştirilmek suretiyle elde edilmiştir (Akdoğan 2007).

CFC olarak bilinen halojenli bileşenler, yıllarca atmosferde kalabilmekte ve zamanla stratosfer tabakası içine yayılmaktadır. CFC molekülleri karbon ile halojen klorin, florin ve bromin içerir. Atmosferin üst kısımlarına ulaştığında, soğutucu akışkan molekülleri parçalanarak, ozon tabakasını tahrip eden klorini açığa çıkarır. Atmosferin alt tabakasında ise bu moleküller, yeryüzünün ısınmasına yardım eden, kızıl ötesi ışınları yutar. CFC moleküllerindeki bir veya daha fazla halojen yerine bir hidrojen atomunun konulması ile HCFC bileşenleri ortaya çıkar. Bu bileşendeki hidrojen varlığı, bunların atmosferdeki ömrünü ve çevreye olan olumsuz etkilerini büyük ölçüde azaltmaktadır (Yamankaradeniz 2002).

### 2.2.1. R410A Soğutucu Akışkanı ve Isıl Özellikleri

Bu çalışmada kullanılacak olan klima sistemlerinde günümüzde en yaygın olan soğutucu gaz R410A kullanılmaktadır. Molekül ağırlığının % 50'sini R32, diğer % 50'sini R125 soğutucu akışkanı oluşturur. Ancak R410A soğutucu akışkanı R22'ye göre daha yüksek basınçlarda çalışır. Bugüne kadar yapılan deneylerden, R410A alternatif soğutucu akışkanı, R22'nin teorik özellikleri elde edilememesine rağmen, termik alışveriş özelliklerinin, çoğu tesislerde daha üstün olduğu görülmüştür. R410A alternatif soğutucu akışkanının kullanılması durumunda soğutma devresi ve makineler büyük oranda tekrar düzenlenmelidir. Avantajları ise şunlardır; Bu soğutucu akışkanlar daha yoğun, daha büyük çalışma basınçlı ve daha büyük termik alışveriş kapasiteli olduklarından, soğutucunun elemanlarının ebadını küçültme imkanı sağlar ve özellikle de R22'nin soğutma kapasitesine göre %50-60 arasında artış sağlar (Çetegen 2003).

Çizelge 2.1'de soğutma sistemlerinde en çok kullanılan soğutucu akışkan olan R-410A gazının diğer soğutucu akışkanlarla karşılaştırılması verilmiştir.

Özellikler	R22	R417A	R407C	R410A
Yapısı	R22	134A/125/600	134/125/3 2	125/32
ODP	0.05	0	0	0
Kaynama Noktası (°C)	-40.77	-41.83	-43.55	-51
Sıcaklık Kayması (R)	0	10.0	14.3	<0.4
Kritik Sıcaklık(°C)	205	194	187	162
Yoğunlaşma sıcaklığı, 375 psi-mutlak basınçta-	62.77	67.77	57.77	42.77
Basma Hattı Sıcaklığı (R)	-	-16.2	-18	-10.8
Yağlama Yağları	MO,AB,POE	POE	POE	POE

Çizelge 2.1. Soğutucu Gaz Alternatiflerinin Karşılaştırılması (<http://www.rsmgas.com>)

### 2.3. Soğutma Çevrimi Elemanları

#### 2.3.1. Kompresör

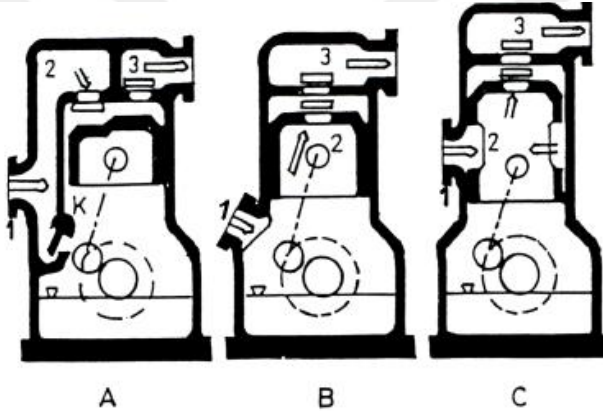
Soğutma makinalarının en önemli elemanlarıdır. Görevi; evaporatör basıncındaki soğutucu akışkanı emerek, daha yüksek basınçtaki kondensere göndermek olan bir gaz pompasıdır. Kompresörün mekanik ve volumetrik veriminin sisteminin ekonomisi üzerinde etkisinin büyük olması nedeniyle konstrüksiyon detayları ve kullanılan soğutucu akışkanın cinsine göre değişen çeşitli kompresörler geliştirilmiştir (Bulut 2011):

- Pistonlu kompresörler
- Rotatif (Dönel) kompresörler
- Turbo (Santrifüj) kompresörler
- Vidalı kompresörler
- Hermetik kompresörler

### 2.3.1.1. Pistonlu kompresör

Pistonlu kompresör sisteminde kompresör içerisinde bulunan piston yardımıyla sıkıştırma işlemi yapılır. Bu işlemi yapabilmesi için kompresör gücünü elektrik motoru yardımıyla almaktadır. Kompresörler kullanım alanlarına göre çeşitlilik göstermektedir bunlardan yatay ve dikey olarak bahsedilebilir. En çok kullanım alanı içerisinde olan kompresör çeşitleri dikey tipli olanlardır. Dikey tipin kullanılmasındaki gerekçe daha az yer kaplaması, daha ucuza mal olmaları ve devir sayılarının daha fazla olmasıdır. Yatay tipler dikey tiplerin tam tersi özelliklere sahiptir (Patlar 2006).

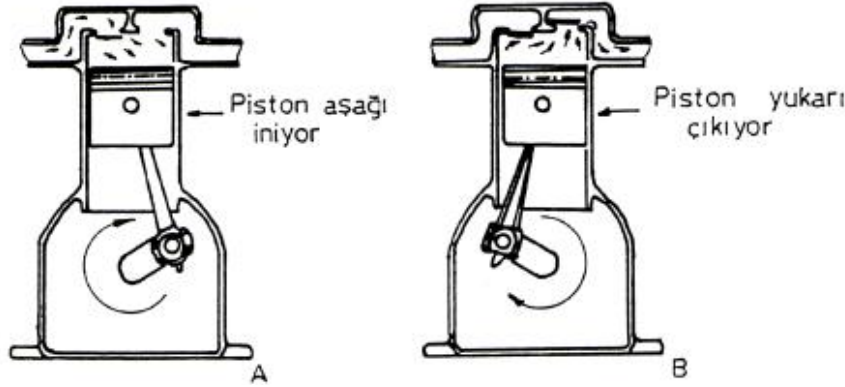
Basma ve emme kısımlarındaki basınç oranı 5'in üstünde olduğu zaman kademeli pistonlu kompresörler yapılmaktadır. Bu kompresörler kademeli pistonlu veya çok silindirli olabilirler. Silindirler sıralı olabileceği gibi 'V' veya yıldız şeklinde yerleştirilebilirler ve motorlardakine benzeyen biyel mekanizması kullanılır. Biyeler küçük kompresörlerde dövme çelik, büyük kompresörlerde ise dökme demirden yapılırlar (Patlar 2006).



Şekil 2.3. Çeşitli kompresör tipleri (Patlar 2006)

Şekil 2.3'e göre A tipinde emme sübabından emilen buhar halindeki soğutucu akışkan silindir içerisinde bir dönme yapmakta ve tekrar basma sübabından basınçla çıkmaktadır. B ve C tiplerinde ise silindir içinde bir yönde akmaktadır. Bu sebeple pistonlu kompresörleri soğutucu akışkanın hareketine göre; doğru akımlı ve dönüşlü akımlı olmak üzere sınıflandırmak mümkündür. Dönüşlü akım olan kompresörlerde, buhar ile silindir yüzeyleri arasındaki ısı geçişi sebebiyle yüzey kayıpları istenmeyen bir faktördür. Şekil 2.3'te A tipi dönüşlü, B ve C tipleri ise doğru akımlı kompresörleri göstermektedir. B tipinde yağ soğutucu akışkan ile birlikte kompresörden çıkar ve yağ ayırıcı iyi değilse bütün devreyi dolaşır. A tipinde her iki sübab da silindirin üst kısmındaki sübab bloğuna konulmuştur, emiş kısmındaki K borusu yoluyla yağ alt kısma akar. Bu tip genellikle yağ ile çabuk karışarak sürükleyen soğutucu akışkan kullanan tesislerde tercih edilir.

Sübablar genellikle krom nikelli çelikten ve yuvaları ise normal basınçlar için dökme demir, yüksek basınçlar için su verilmiş çelikten yapılır. Sübablardaki hızlar soğutucu akışkanın cinsine göre belirli değerlerin üstüne çıkmamalıdır (Patlar 2006).



Şekil 2.4. Pistonlu kompresörlerin çalışma çevrimi (Patlar 2006)

Şekil 2.4'te A kısmında görüldüğü gibi piston silindir içinde aşağıya doğru inerken silindirin içerisindeki basıncı emme hattındaki basıncın altına düşürür. Bu basınç farkı emme sübabını açar ve soğutucu akışkan silindire girer. Bu arada basma hattındaki basınç silindir içerisindeki basınçtan büyük olduğu için basma sübabını kapalı tutar.

Şekil 2.4'te B kısmında görüleceği üzere piston yukarıya doğru çıkarken sıkıştırma işlemi gerçekleştirir. Bu sırada silindir içindeki soğutucu akışkan buharının basıncı büyük ölçüde artar. Silindir içindeki yüksek basınç bu kez emme sübabını kapalı tutar. Silindir içerisindeki basınç basma hattındaki basıncı aştığı zaman basma sübabı açılır ve yüksek basınçlı soğutucu akışkan buharı basma hattına girer. Basma hattı da soğutucu akışkanı yoğuşturucuya iletir. Böylece kompresör, çevrimdeki görevini tamamlamış olur (Patlar 2006).

### 2.3.1.2. Rotatif (Dönel) kompresörler

Rotatif kompresörler pistonlu kompresörlerden farklı olarak ileri-geri hareketine karşılık dönel hareket yaparlar buda pistonlu kompresörlere göre daha fazla devirde dönmelerini sağlamaktadır. Daha sessiz ve hafif olmalarına rağmen, imal edilmeleri bir o kadar zordur (Patlar 2006).

### 2.3.1.3. Turbo (Santrifüj) kompresörler

Bu kompresör tipi diğer pistonlu, dönel kompresörlerin pozitif sıkıştırma hareketleri yerine santrifüjlü sıkıştırma hareketi yapmaktadır. Turbo kompresörlerde emme tarafı ile basma tarafı arasındaki basınç farkını sağlamak için önce emilen soğutucu akışkan buharına bir hız (kinetik enerji) verilir ve sonra bu hız basınca (potansiyel enerji) dönüştürülür. Bu dönüştürme işlemi sırasında kayıplar olur ve basma tarafı basıncı yükseldikçe bunlar daha da artar. Bu nedenle, turbo kompresörlerde basma basıncının (yoğuşma basıncının) mümkün olduğu kadar emişten az bir farkla oluşması istenir. Bu yüzden yoğuşma basıncı düşük olan soğutucu akışkanlar (F11 ve F113 gibi) turbo kompresörler için uygun olmaktadır. Ayrıca büyük molekül ağırlığı olan F11, F21 ve F114 gibi soğutucu akışkanlar da turbo kompresörler için uygundur (Patlar 2006).



#### 2.3.1.4. Vidalı Kompresörler

Dişli kompresörler F-12, F-22, F-502 ve amonyak gibi çok kullanılan yüksek yoğuşma basınçlı soğutucu akışkanlara uygulanabilirler. Düzgün (kesintisiz) soğutucu akışkan gaz akışı sağlamaları, emme ve basma sübaplarının bulunmaması arıza kaynağının ve basınç kayıplarının ortadan kalkması ve diğer tip kompresörlerden daha hafif ve küçük boyutta olmaları dişli kompresörlerin avantajlarını oluşturur (Patlar 2006).

#### 2.3.2. Buharlaştırıcılar (Evaporatörler)

Buharlaştırıcılar soğutulması istenilen ortamdan ısı çekerek ortamın istenilen şartlara ulaşmasını sağlayan elemanlardır. Bu işlem yapılırken ortamdan ısı çeken akışkan burada buharlaşmaya başlar. Soğutucu akışkanın cinsine göre muhtelif malzemelerden yapılır. Genellikle bakır ve çelik borular kullanılır. Buharlaştırıcı şekillerine göre;

- Gövde borulu buharlaştırıcılar
- Koaksiyal buharlaştırıcılar
- Kanatlı buharlaştırıcılar olarak gruplara ayrılırlar.

#### 2.3.3. Yoğuşturucular (Kondenserler)

Yoğuşturucular, kompresörden kızgın halde iken üzerine basınç uygulandıktan sonra çıkan akışkan buharının soğutulduğu dolayısıyla yoğunlaştırıldığı yerdir. Burada soğutma işlemini hava ve su yaptığı için yoğunlaştırıcıları hava soğutmalı ve su soğutmalı gruplar olarak ikiye ayırabiliriz. Hava soğutmalı sistemlerde yoğuşturucu kanatlı boru sistemine göre yapılır, dışarıda havayla temas eden borular içerisinde soğutucu akışkan bulunmaktadır ve ısı taşınımı bu sistem aracılığı ile yapılır. Hava taşınım katsayısının küçük olması bu sistemin genellikle daha küçük alanlarda ve küçük soğutma yüklerinde kullanılır. Aksi takdirde çok büyük alanların kullanılması söz konusudur. Bu sisteme en güzel örnek evlerimizde kullandığımız buzdolaplarımız olabilir. Dolabın arkasında açık halde bulunan borulardan geçen akışkan hava ile temasıyla birlikte ısı transferini gerçekleştirir. Su soğutmalı sistemlerde ise kullanılabilir su varsa ve elektrik enerjisinden tasarruf yapmak isteniyorsa su soğutmalı sistem en kullanışlı hale geçer. Bütün bu soğutma sistemindeki suyun dışarıya nakil edilmesi büyük masraf ve atık sistem yapılmasında sorunlar çıkarabilir. Bu yüzden su kuleleri kurularak suyun devridaim işlemi yapılması ve suyun tekrar kullanılmasına başvurulmuştur.

### 2.3.4. Genleşme Valfi

Genleşme valfinin görevi, soğutucu akışkanın basıncını arzu edilen basınç değerine düşüren kısma elemanıdır. İdeal şartlarda bu elemanda gerçekleşen basınç düşürme işlemi boyunca entalpinin sabit olduğu kabul edilir. Basınç ayarlayıcı olarak küçük sistemlerdeki kılcal borular bu görevi yapmaktadır. Daha büyük sistemlerde el ayar valfi, otomatik genleşme valfi ve termostatik genleşme valfi gibi elemanlar kullanılmaktadır.



Şekil 2.5. Genleşme valfi

### 2.4. Klima Sistemlerinde Verim Arttırımı için Literatürde Yapılan Çalışmalar

Literatürde klima sistemleri için yapılan çalışmalar incelendiğinde sistemlerde kullanılan akışkan çeşitleri güneş enerjisi destekli sistemler ve klima sisteminin parçalarından olan kompresör üzerine yoğunlaştığı görülmüştür. Yapılan bu çalışmaların ise tamamına yakınının deneysel çalışmalar olduğu dikkat çekmektedir. Akışkan çeşitleri için yapılan çalışmalar şu şekildedir;

Fan vd (2007), yapmış oldukları çalışmada, mevcut buhar sıkıştırırmalı akışkanların ekserji analizini yapmışlardır. Ekserjinin buharlaşma sıcaklığına, yoğunlaşma sıcaklığına, aşırı soğutmaya ve kompresör basıncına bağlı olduğunu kabul etmişlerdir. R407a, R600a, R410a ve R134a soğutucu akışkanlarını ekserji verimliliği açısından analiz etmişlerdir. Hidrokarbonların ve R134a soğutucu akışkanın karışımı ile yapılan ekserji analizinin daha iyi performans gösterdiğini tespit etmişlerdir. Yapılan araştırma sonuçlarına göre buhar sıkıştırırmalı sistemlerin ekserji kayıplarının daha çok kompresörlerde olduğu gözlemlenmiştir. Sonuç olarak da nano-akışkanların ve nano-yağlayıcıların kompresördeki bu ekserji kayıplarının dolaylı yoldan önüne geçebileceğini önermişlerdir.

Türkoğlu (1999), buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde R-12, R-502 ve R-22 soğutucu akışkanlar yerine belirli çalışma şartlarında farklı soğutucu akışkanların (R-134a, R-404a, R-507 ve R-290) kullanımını incelemiştir. Uygun deneysel düzenek kurulumu yapıldıktan sonra kompresör giriş ve çıkışına konulan alçak basınç ve yüksek basınç manometreleri ile her bir soğutucu akışkanın özelliğine göre tek tek ölçümler yapılmıştır.

Tree vd (1999), R-22 soğutucu akışkan yerine kullanılabilir alternatif soğutucu akışkan belirlenmesi için çalışmalar yapmıştır. Soğutma sistemlerinde gerekli değişimleri yaparak R-22 yerine R-404a, R-407c, R-410a soğutucu akışkanları kullanmıştır. Klima sistemleri için güneş enerjisi uygulamaları ile yapılan çalışmalar şu şekildedir;

Akkaya (1990), güneş enerjisiyle çalışan soğutma sistemlerinin genel tanıtımını yapmıştır, bu sistemlerden absorpsiyonlu soğutma sistemi ele alınarak, çalışma prensibi ve kullanılan soğutkan çiftleri, verim, debi ve pompa işi yönünden incelenmiştir. Uygulama alanı olarak, Denizli ilinde bir bina seçilmiş, hazırlanan bilgisayar programları yardımıyla, yaz ayları için, aylık ısı kazançları, güneş radyasyonu ve kollektörde toplanan faydalı enerji hesaplanmıştır. Bulunan değerlere göre, gerekli enerjinin ne kadarının güneş enerjisinden karşılanabileceği ve aylık kollektör verimleri saptanmıştır. Aylık maksimum ısı kazancına göre, absorpsiyonlu soğutma sistemi seçilmiş, çalışma elemanları için, sıcaklıklar, debiler ve sistemin verim katsayısı hesaplanmıştır. Yapılan ekonomik analiz sonucunda, bina için optimum kollektör alanı saptanmıştır.

Şalvarlıoğlu (1990), yapmış olduğu çalışmada, Antalya ilinde uygulanması planlanan örnek bir proje için güneş enerjisinden yararlanarak ısıtma ve soğutma sistemi tasarlamıştır. Isıtma için Ekim ayından Mart ayına kadar olan altı aylık periyot içerisinde en fazla ısıya (290660W) ihtiyaç duyulan ay Aralık ayı olduğu saptanmıştır. Bu ayda istenilen ısı gereksinmesi için, otelin günlük sıcak su ihtiyacı da hesap edilerek toplam 8401 m<sup>2</sup>'lik kollektörlerle sağlanabileceği hesap edilmiştir. Soğutma sistemi için, Nisan ayından Eylül ayına kadar olan altı aylık periyot içerisinde en fazla soğutma yüküne (186030 W) Temmuz ayında ihtiyaç duyulmaktadır. Bu ayda soğutma yükünü karşılayabilen kollektör alanı 1280 m<sup>2</sup> olarak hesap edilmiştir. Bu çalışma; Antalya ili için güneş enerjisi kullanılarak tasarlanması planlanan bundan sonraki çoğu çalışmalara ışık tutması açısından önemlidir.

Kent ve Kaptan'ın (2009), çalışmasında güneş enerjisi destekli ısıtma ve absorpsiyonlu soğutma uygulamasıyla Antalya ilindeki elli yataklı bir otelin yaz ve kış şartlarında iklimlendirilmesi ve sıcak suyunun karşılanması incelenmiştir. Bu amaçla Antalya ili için güneş ışınımı ve meteorolojik veriler ile otelin ısıtma, soğutma ve sıcak su ısı yük değerleri hesaplanmıştır. Isıtma çevrimi için sıvı dolaşimli aktif güneş enerjili ısıtma sistemi, soğutma için ise Lityum bromür-Su akışkan çifti kullanan soğutma sistemi kullanılmıştır. Bu sistemlere ek olarak otelin sıcak su ihtiyacını karşılayan güneş kollektörü, ısıtma ve soğutma ihtiyacı için gerekli olan enerjinin belirli bölümünü güneş enerjisinden karşılayacak bir klima tesisatının tasarımı yapılmıştır. Buna göre yıllık faydalanma oranı %30 seçildiğinde 102 m<sup>2</sup>'lik toplam toplayıcı alanı bulunmuştur. Çalışmada aynı zamanda toplayıcı alanına göre yıllık faydalanma oranının değişimi verilmiş ve amortisman sürelerine değinilmiştir.

Güney (2001), çalışmasında soğutma sistemlerinin sınıflandırmasını yapmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin uygulama alanları ve kullanılan ekipmanların tanıtılmasını, ayrıca bu bileşenlerin çalışma tarzlarını yakın olarak incelemiştir. Absorpsiyonlu sistemlerin günümüzde hangi ikili eriyiklerle yoğun olarak dizayn edildiklerini irdelemiş ve bu ikili eriyiklerle oluşturulan sistemlerin çalışma biçimlerini yakından tanıtmaya çalışmıştır. Metal tuzu-amonyak ile çalışan absorpsiyonlu sistemler

üzerinde durmuş ve bu sistemlerin küçük ve orta kapasitelerde mekanik kompresörlü sistemlerle fiyat rekabeti yapabileceği konusunu işlenmiştir. Çözücü madde olarak katıların kullanıldığı absorpsiyonlu sistemleri de konuya yakınlığı nedeniyle işleyiş biçimini anlatan bilgiler vermiş bu sistemlerin kullanım alanlarına ve diğer sistemlerle birlikte kombine çalışma olanaklarına değinilmiştir.

Gönülal (2001), çalışmasında soğutma sistemlerine genel bir giriş ile soğurmalı soğutma sistemleri hakkında verilen detaylı bilginin ardından, soğurmalı soğutma sistemlerinin termodinamik analizini yapmıştır, sistem performansını (soğutma tesir katsayısı) etkileyen parametrelerin sıcaklıkla değişimlerini incelemiştir. Soğurmalı soğutma sistemleri, mekanik enerjiye en az gereksinim duyulan, bununla birlikte sistemin çok büyük miktarlarda ısı enerjisi gerektirdiği sistemlerdir. Genel olarak bu sistemler; yoğuşturucu, buharlaştırıcı, soğurucu, sirkülasyon pompası, genleşme valfleri ile karışım ısı değiştirgeçlerinden meydana gelmektedir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin yapılan analizinde karışım akışkan ve soğutucu akışkan ısı değiştirgeçlerinin karşıt akışlı oldukları kabul edilerek; ısı değiştiricilerinin performans katsayıları hesaplanarak, akışkan çıkış sıcaklıkları belirlenmiştir. Yoğuşturucu ve soğurucudan çekilerek çevreye atılan ısıların kullanılmadığı varsayımı neticesinde bu ısıların enerjileri ihmal edilmiştir. Karışım akışkanın; buharlaştırıcı çıkışında buhar fazında ve evaporatör sıcaklığında, ayırıcı çıkışında ise yine buhar faz ve ayırıcı sıcaklığında olduğu varsayılarak, ayırıcı çıkışındaki, soğutucu kütleli konsantrasyonun 0.99 olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca sistemdeki her noktanın entalpi değerleri bulunarak, her noktadaki soğutucu akışkanın içinde bulunduğu faz belirlenmek sureti ile, sistemin soğutma tesir katsayısı belirlenmiştir. Genişleme vanalarındaki ekserji kayıplarının olmadığı varsayılarak sistemin performans katsayısı, sirkülasyon oranda incelenmiştir. Sistemin analizi esnasında basınç kayıp değerleri hesaplamalarında; literatür bağıntıları göz önünde bulundurulmuştur.

Dinçer (1993), çalışmalarında enerji maliyetinin yükselmesi, LiBr-Su soğurucu-soğutucu akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi ile R-134a soğutucu akışkan ile çalışan mekanik kompresyonlu soğutma sistemleri aynı soğutma kapasitesi için termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarına göre incelenmiştir.

Altuntaş vd (2011), LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çiftiyle çalışan bir çift etkili absorpsiyon soğutma sisteminin termodinamiksel büyüklüklerinin sistem performansına etkilerini incelemişlerdir. Sistem elemanlarının sıcaklık ve basınçları değiştirilerek sistemin performans katsayısını hesaplamışlardır. Çalışmalarında Engineering Equation Solver (EES) bilgisayar programını kullanmışlardır. Sonuçlar göstermiştir ki çift etkili absorpsiyon soğutma sisteminde basınç ve sıcaklıkların son derece hassas düzenlemeler gerektirmektedir. Ayrıca tek etkili absorpsiyon soğutma sistemlerinde, sistemin performansı 1'in üzerine çıkamaz. Bu sistemde ise COP'nin değerinin 1'in üzerinde çıktığı görülmüştür.

Zhai vd (2008), Çin'in Şangay kentinde 2008 yılında yayınlanan bir çalışmada, Çin'de gerçekleştirilen güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyon ve adsorpsiyon sistemleri incelenmiştir. Şangay'da gerçekleştirilen çalışmalarda kurulan sistemin geri ödeme süresinin, sistemin kullanım şekliyle önemli oranda değiştiği görülmüştür. Sistemin yalnızca soğutma için kullanılması durumunda geri ödeme süresi 7-8 yılı bulurken,

sistemin ayrıca sıcak kullanım suyu olarak değerlendirilmesi durumunda geri ödeme süresi 2-3 yıl olmaktadır.

Fotovoltaik ve termal olarak güneş enerjisinden yararlanan klima sistemleri ve klimalarda kullanılan akışkan çeşitlerine göre yapılan çalışmaların yanı sıra klima sistemlerinin temel elemanlarından olan kompresörler içinde çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Yapılan çalışmalar şu şekildedir;

Shimma vd (1988), yaptığı çalışmada invertör kullanımının bazı detayları ve iklimlendirme sistemlerindeki invertör uygulamalarında elde edilen enerji tasarruf miktarına yoğunlaşmıştır. Yazar, iklimlendirme sistemlerindeki her bir elemanın tek başına verimlerini artırma ve daha iyi kontrol metotlarının kullanılmasıyla daha büyük enerji tasarrufu ve daha iyi sistem performansının elde edilebileceğini ortaya koymuştur. Küçük sistemlerde beklenen enerji tasarrufunu %20-40 arasında bulmuştur. Bu tasarruf, düşük işletme hızlarındaki yüksek verimden kaynaklanmaktadır. Düşük hız bölgesinde, sıkıştırma oranının düşmesi nedeniyle soğutma performansının arttığı gözlenmiştir. Değişken devirli kapasite kontrol yönteminde oda ayar sıcaklığındaki dalgalanmada, aç-kapa kontrole göre %50 azalma sağlamıştır. Buna ek olarak, başlangıçta yüksek hızda çalışma nedeniyle oda sıcaklığını istenen değere getirme süresi de azalmıştır. Yazar, daha sonra araştırılması gereken konuları, kısma mekanizması, invertör tarafında yaratılan harmonik gürültünün düşürülmesi, invertör güvenilirliği, düşük devirlerde titreşim problemini azaltma, yüksek devirlerde gürültü problemini düşürmek ve invertör maliyetini düşürme olarak belirlemiştir.

Nasution vd (2006), yaptığı çalışmada değişken devirli kompresörlü iklimlendirme sistemlerinin enerji tasarrufunu belirlemek için deneysel çalışma yapmıştır. Beş dakika aralıklarla günde iki saat ölçümlerin yapıldığı data değerlendirme biriminde açık kapalı ve değişken devirli çalışma karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, 22°C ayar sıcaklığına karşılık enerji tasarrufu %25 olarak bulunmuştur.

Cuevas vd (2008), tarafından yapılan deneysel çalışmada değişken hızlı sistemlerde invertör verimini, kompresör izentropik ve hacimsel verimi etkileyen problemler incelenmiştir. Deneysel sonuçta invertör veriminin %95 ile 98 arasında değiştiği görülmüştür. Bu değişim sırasında kompresör elektriksel gücü 1,5 ile 6,5 kW arasında değişmiştir. 75 Hz hızda elektromekanik kayıplarda düşme görülmüştür, bu kayıplar kompresör hızının artmasıyla artmıştır. Maksimum izentropik verim basınç oranının 2,2 olduğu durumda %65 olmuştur.

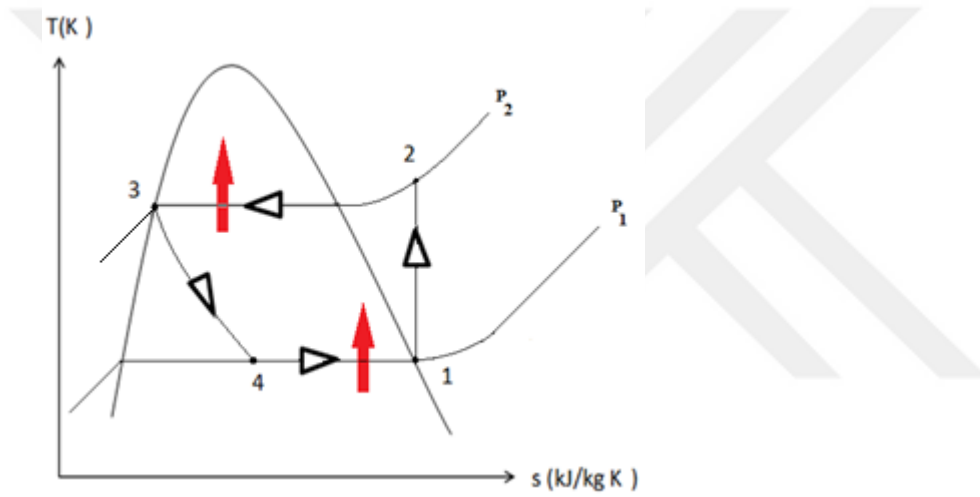
Yapılan literatür taraması sonucu olarak çalışmalar absorpsiyonlu sistemler, soğutucu akışkan ve kompresör devirleri üzerine olduğu görülmüştür. Ancak klima sisteminde soğutucu gazın kompresöre girmeden önce sıcaklığının ve dolayısıyla basıncının artırılması ile kompresör yükünün azaltılmasına yönelik katkı sağlayan çalışmalara rastlanmamıştır.

Literatürde bu tez kapsamında yapılan çalışmanın benzerine rastlanmadığı için bu tez çalışması son derece orijinal bir çalışma olmakla birlikte bilimsel literatüre önemli bir katkı sağlamaktadır.

### 3. MATERYAL VE METOT

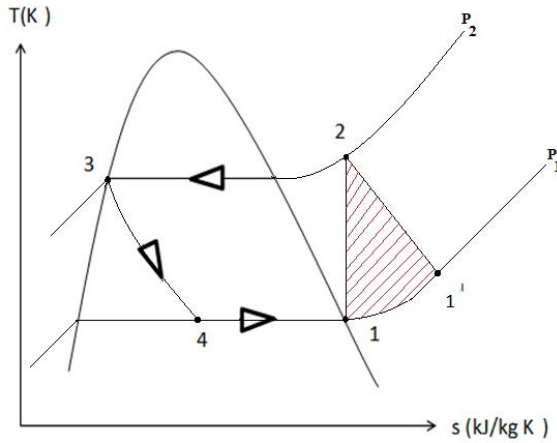
Klima sistemlerinde enerji tüketiminin önemli bir kısmı kompresörün soğutucu akışkanı sıkıştırarak basıncını ve sıcaklığını arttırması esnasında gerçekleşir. Bu tüketimi azaltmak sistemin verimini çok önemli oranda arttırmayı sağlar. Bu amaçla bu çalışmada klima sistemlerinde yenilenebilir enerji kaynaklarından bir tanesi olan güneş enerjisini kullanarak soğutucu akışkanın sıcaklık ve basıncını arttırmak amaçlanmıştır. Sıcaklık ve basıncı artan akışkan istenilen değere ulaşmak için kompresörde daha az sıkıştırma işlemine maruz kalacaktır. Bu durumda sistemin daha az enerji tüketmesinden dolayı enerji tasarrufu yapılmış olacaktır.

Soğutma çevriminde T-s diyagramının altında kalan alan sistemin genel verimini vermektedir. Şekil 3.1’de normal bir soğutma sisteminin T-s diyagramı verilmiştir.



Şekil 3.1. Isıtıcısız Klima Sistemi T-s diyagramı

Şekil 3.2’deki T-s diyagramında ise soğutucu akışkanın sıcaklığını 1 noktasından 2 noktasına yükselten kompresör ısıtıcı ilavesi ile akışkanın sıcaklığını 1 noktasından 1’ noktasına yükseltmiştir. Bu sayede kompresör daha az enerji kullanmış ve enerji tasarrufu yapmıştır. Bu tez kapsamında da bu durum irdelenmiştir.



Şekil 3.2. Isıtıcı Eklenmiş Klima Sistemi T-s Diyagramı

Tez Kapsamında  $25 \text{ m}^2$ 'lik bir odanın iklimlendirilmesi amaçlanmıştır. Oda için soğutma yükü ihtiyacına göre yapılan hesaplamalar sonucu odanın iklimlendirilmesi için iki adet invertörlü 12.000 BTU soğutma kapasitesine sahip Carrier marka duvar tipi split klima seçilmiştir. 12.000 BTU kapasiteli invertör klimaların tercih edilmesinin sebebi Türkiye genelinde invertör özellikli klimaların sıklıkla kullanılıyor olmasıdır. Seçilen klimaların teknik özellikleri Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Denejde kullanılan Klimaların Genel Özellikleri

ALARKO CARRIER DUVAR TİPİ 53UQV035H DC INVERTER	
İç Ünite Model	42UQV035H
Dış Ünite Model	38UYV035H
Güç Beslemesi	220-240/1/50
Soğutma Kapasitesi	13.300BTU/H
Güç Tüketimi	1,09 (0,26 - 1,35)
SEER	6.10
Enerji Sınıfı	A++
Isıtma Kapasitesi	16.720BTU/H
Güç Tüketimi	1,15 (0,18 - 1,50)
SCOP	3.80
Enerji Sınıfı	A
İç Ünite Boyutu	275x790x235
Dış Ünite Boyutu	550x780x290

Sistemleri monte etmek amacıyla iki adet taşıyıcı yaptırılmıştır. Bu taşıyıcılardan bir tanesine dış üniteler üst üste olacak şekilde sabitlenmiştir. Dış üniteleri laboratuvar koşulları göz önüne alındığında bina dışına koymak mümkün olamamış ancak pencere kenarına yanıştırılarak dış hava ortamı yaratılmaya çalışılmıştır. Diğer taşıyıcıya ise iç üniteler her iki ünite de farklı yönere bakacak şekilde sırt sırta monte

edilmiştir. Böylelikle aynı koşullara sahip iki farklı oda kullanmak yerine ölçümlerin aynı anda tek kişi tarafından yapılması mümkün olabilmektedir. Üniteler birbirine yaklaşık 2 m uzunluğunda bakır boru ile bağlanmış ve boru üzerine herhangi bir etki olmaması için izolasyon yapılmıştır. Deney düzeneğinin genel görünümü Şekil 3.3'te dış ve iç ünitelerin görünümleri ise sırasıyla Şekil 3.4 ve Şekil 3.5'te verilmiştir.



Şekil 3.3. Deney Düzeneğinin Genel Görünümü



Şekil 3.4. Klima Dış Üniteleri





Şekil 3.5. Klima İç Üniteleri

Güneş enerjisi miktarı gün içinde çeşitli dalgalanmalar gösterir. Bu dalgalanmaların takibi ve düzenlenmesi bir hayli zordur. Bunun yanı sıra klima sistemine bir güneş kollektörünün eklenmesi aşamasında da çeşitli zorluklar mevcuttur. Tüm bu kısıtlamalar neticesinde güneş enerjisini simüle etmek amacıyla rezistanslı bir elektrikli ısıtıcı kullanılmasına karar verilmiştir. Rezistanslı ısıtıcının bakır borulu bir adet girişi ve bir adet çıkışı vardır. Isıtıcının girişinde iç üniteden dönen soğutucu akışkan çıkışında ise kompresöre gönderilen kısım mevcuttur. Soğutucu akışkan ısıtıcı girişinden girerek rezistansta ısıtılıp ısıtıcı çıkışından kompresöre gönderilir.

Rezistanslı ısıtıcı istenilen sıcaklık değerlerinde çalışmaktadır. Bunun için üzerindeki kontrol tuşlarından istenilen sıcaklık belli bir değere ayarlanır. İç üniteden gelen soğutucu akışkan ayarlanan sıcaklık değerine kadar ısıtılır. Isıtıcının genel görünümü Şekil 3.6'da verilmiştir.



Şekil 3.6. Klima Sistemine İlave Edilen Isıtıcı Ünite

Sistemdeki enerji performansının değişimini ölçmek için çeşitli ölçüm problemleri kullanılmıştır. Kompresör giriş ve çıkışına basınç ve sıcaklık sensörleri takılmıştır. Bu problemler ile basınç ve sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Bu basınç ve sıcaklık sensörleri sayesinde sistemdeki değişim anlık olarak takip edilmiştir. Bu ölçüm değerlerini okumak için iki adet Testo 570 çok amaçlı datalogger kullanılmıştır. Dataloggerin teknik özellikleri Çizelge 3.2’de, genel görünümü ise Şekil 3.7’de detaylı olarak verilmiştir.

Çizelge 3.2. Testo-570 Teknik Özellikler

Özellik	Değeri
Parametreler	Basınç: kPa / MPa / bar / psi Sıcaklık: °C/°F/K Vakum: Micron / inHg / inH <sub>2</sub> O / hPa / mbar/ Torr / Pa
Sensör	Basınç: 2 x basınç sensörü Sıcaklık: 2 x NTC
Ölçüm sıklığı	0.75 s
Arayüzler	Basınç bağlantıları: 3 x 7/16" UNF 1x 5/8" UNF NTC ölçüm
Ölçüm aralıkları	Basınç ölçüm aralığı YB/AB: -14.7...725 psi / -100...5000 kPa / -0.1...5 MPa / -1...50 bar (bağlı) Sıcaklık ölçüm aralığı: -50 to +150 °C/-58 to 302 °F Vakum Ölçümü (bağlı): -14.7...0 psi / -1...0 bar
Çalışma nem aralığı	10 ... 90 % RH
Aşırı yük	52 bar, 5200 kPa, 5,2 MPa, 754 psi
Çözünürlük	Basınç çözünürlüğü: 0.01 bar/0.1 psi/ 1 kPa/0.001 MPa Sıcaklık çözünürlüğü: 0.1 °C/0.1 °F Vakum çözünürlüğü: 500 Micron / 0.02 inHg / 0.5 inH <sub>2</sub> O / 1 hPa / 1 mbar / 0.5 Torr / 100 Pa
Doğruluk (nominal sıcaklık 22 °C/71.6 °F)	Basınç: Son değer % ±0.5 'i (±1 digit) Sıcaklık: (-40...302 °F / -40...+150 °C): ±0.9 °F (±1 digit), ±0.5 K (±1 digit), ±0.5 °C (±1 digit) Vakum: Son değer % ±1 'i (±1 digit)
Soğutucu akışkan sayısı	40
Soğutucu akışkan seçenekleri	No refrigerant, R12, R22, R123, R134a, R227, R290, R401A, R401B, R402A, R402B, R404A, R406A, R407A, R407C, R408A, R409A, R410A, R411A, R413A, R414B, R416A, R417A, R420A, R421A, R421B, R422A, R422B, R422D, R424A, R427A, R434A, R437A, R438A, R502, R503, R507, R600, R600a, R718, R744 (Sadece mümkün olan maksimum basınç olan 50bar'a kadar) ,R12 yf
Ölçülebilir maddeler	Ölçülebilir: testo 570 'de kayıtlı tüm maddeler. Ölçülemez: Amonyak (R717) ve amonyak içeren diğer soğutucu akışkanlar
Ortam koşulları	Çalışma sıcaklığı: -20 ... 50 °C/ -4 ... 122 °F Depolanma sıcaklığı: -20 ... 60 °C/ -4 ... 140 °F
Dış kaplama	Malzeme: ABS/PA/TPU Boyutlar: 280 x 135 x 75 mm Ağırlık: yaklaşık 1200 g (bataryasız)
Güç kaynağı	Akım kaynağı: Yeniden şarj edilebilir batarya/ 4x 1.5 V, tip AA/mignon/LR6 pil Batarya ömrü: >40 saat (ekran ışığı kapalıyken)
Ekran	Tip: Aydınlatmalı LCD Ölçümlerin güncellenmesi: 1 s Tepki süresi: 0.5 s
Standartlar	EC Standardı: 2004/108/EC
IP-class	42(asılı durumdayken)
Garanti	Süre: 2 yıl Garanti koşulları: bakınız; <a href="http://www.testo.com/warranty">www.testo.com/warranty</a>



Şekil 3.7. Ölçüm Cihazı Genel Görünümü

Sıcaklık ölçümü Testo-570 cihazının yanında gelen sıcaklık problemleriyle ölçülmüştür. Bu problemler sıcaklığı yüzeyden ölçmektedir. Basma ve emme hatlarına takılan sıcaklık problemlerinin ölçüm anındaki görünümü Şekil 3.8’de verilmiştir.



Şekil 3.8. Ölçüm Cihazı Sıcaklık Problemleri

Basınç ölçümü de yine Testo-570 cihazının yanından gelen problemlerle yapılmıştır. Sistemin alçak ve yüksek basıncı ölçülerek basınç değişimi gözlemlenmiştir. Basınç problemlerinin deney sırasında sistemdeki görünüşleri Şekil 3.9'daki gibidir.



Şekil 3.9. Ölçüm Cihazı Basınç Problemleri

Sistemdeki elektrik enerjisi tüketimi de yine Testo-570 cihazına bağlanabilen Testo marka akım probuyla yapılmıştır. Şekil 3.10'da görüldüğü gibi klima sistemine giren elektrik kablolarının üzerine tutturulmasıyla klimanın çektiği akım miktarı ölçülmüştür.



Şekil 3.10. Ölçüm Cihazı Akım Probu

Sırasıyla Şekil 3.11 ve Şekil 3.12’de tüm problemlerin sistem üzerindeki genel durumları ve deney esnasında sistemin genel görünümü verilmiştir.



Şekil 3.11. Ölçüm Cihazı Tüm Problemler





Şekil 3.12. Deney Düzenegi Ölçüm Hali

Deneilerin gerçekleştirilmesi için şu şekilde bir hiyerarşik yöntem izlenmiştir; İlk olarak sistemlerin üzerindeki sensörlerin herhangi bir montaj sıkıntısının olup olmadığı kontrol edilmiştir. İkinci olarak sistemler elektrik şebekesine priz vasıtasıyla bağlanarak çalıştırılmıştır. Deneysel sürecimizde kompresörün ne kadar elektrik harcayacağını sistem içerisinde ölçmek zor olacağından; prize takmadan önce voltaj ölçümü yapabilen voltmetrelerden yararlanılmıştır. Şekil 3.13'te kullanılan ölçüm aletinin resmi ve teknik özelliklerinin bir kısmı mevcuttur.



Şekil 3.13. Deney düzeneginde kullanılan prize takılabilen Voltmetre cihazı

Klimalar, soğutma ayarında maksimum. soğutma gücünde çalıştırılması için 18°C'ye ayarlanmıştır. Klimaların rejime girmesi beklenmiştir. Sistemin rejime girmesi, yapılacak ölçümlerin doğruluğu açısından önemlidir. Deneye başlanmadan önce elde ettiğimiz bulgulardan hareketle, sistemin rejime girmesi için 15 dakika geçmesi gerektiği görülmüştür. Böylelikle sistem çalıştırıldıktan 15 dakika sonra ısıtıcı istenilen değere ayarlanarak çalıştırılmıştır. Isıtıcının ayarlanan değer için dijital hassasiyeti olmaması sebebiyle 5 dakika daha beklenmiştir. Tüm bu işlemlerden sonra dataloggerın 1 saatlik periyotta ortalama 10'ar saniye aralıkla ölçüm alması için kayıt işlemine başlanmıştır.





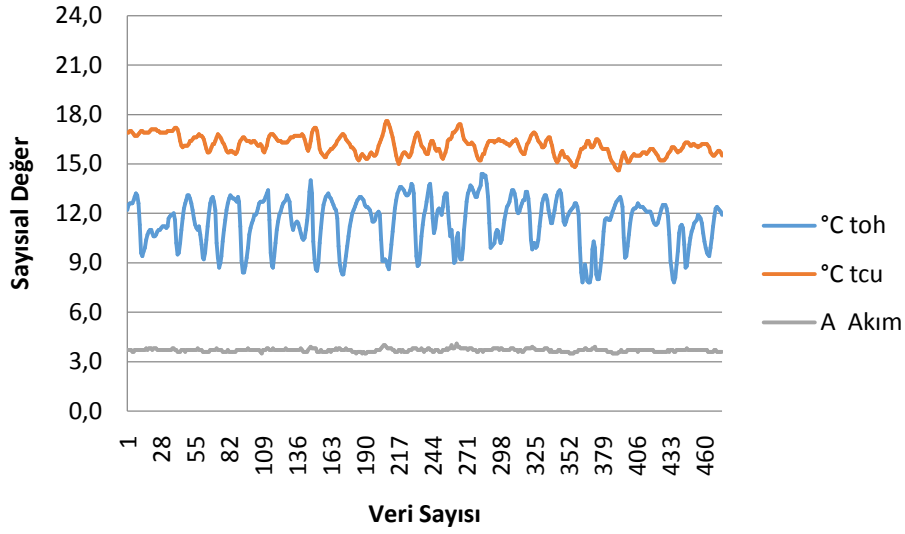
#### 4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Termal konfor şartlarının sağlanması için kullanılan en önemli sistem olan klima sistemlerinin verimlerinin artırılması bu tez çalışması kapsamında incelenmiştir. Bu çalışma kapsamında klima sistemlerinde kullanılan soğutucu gazların yenilenebilir enerji kaynaklarıyla ısıtılarak kompresörün harcadığı enerjinin düşürülmesi sağlanmıştır. Tez kapsamında gerçekleştirilen deneylerin sonuçları bu bölümde detaylı bir şekilde verilmiştir. Grafik haline getirilen deney sonuçları soğutucu akışkanın buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarının elektrik şebekesinden çekilen akımla değişimini göstermektedir. Isıtıcının ayarlandığı her sıcaklık değeri için ayrı grafik oluşturulmuştur. Ayrıca klimaların enerji tüketimi güç ölçer ile de ölçülmüş ve elde edilen değerler tablo halinde verilmiştir.

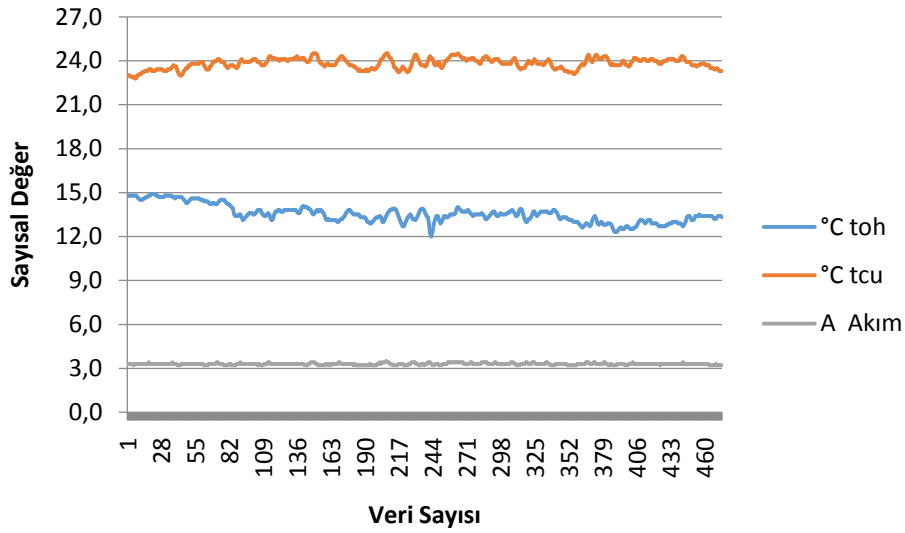
##### 4.1. Akım Değerlerine Göre Enerji Tüketimi

Isıtıcının ayarlandığı farklı değerler için yapılan ölçümlerin akım, buharlaşma ( $t_{oh}$ ) ve yoğunlaşma ( $t_{cu}$ ) sıcaklığı ile ilgili grafikleri bu bölümde verilmiştir. Grafiklerde yatay eksen deney süresince alınan değerlerin sayısını göstermektedir. Dikey eksen ise akım, buharlaşma sıcaklığı ve yoğunlaşma sıcaklığı değerlerini göstermektedir. Rezistanslı ısıtıcı soğutucu akışkanı istenilen değerde tutması için, ısıtıcı üzerindeki kontrol panelinden istenilen değer seçilerek ayarlanır. Sıcaklık değerleri 13°C- 20°C arasında değişmektedir.

13°C için ısıtıcı ilaveli ve ısıtıcı ilavesiz buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarının akım ile değişimi sırasıyla Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de verilmiştir. 13°C için ısıtıcılı sistemde buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarında yüksek dalgalanmalar olduğu görülmüştür. Isıtıcısız sistemde ise bu değerlerde daha küçük dalgalanmalar mevcuttur. Akım değeri ise her iki durumda da sabit ve hemen hemen aynı değerdedir. Bu yüzden 13°C için ısıtıcılı klimada enerji tasarrufu oldukça az gerçekleşmiştir.

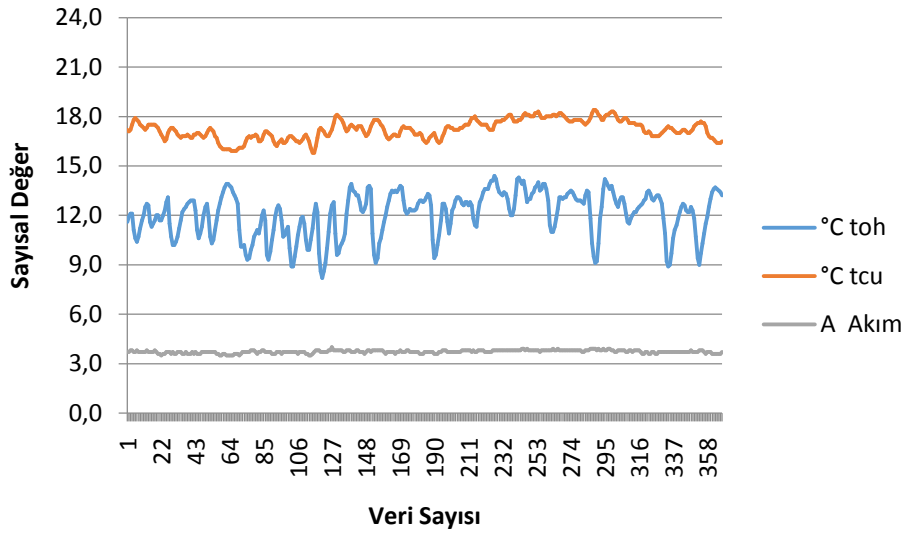


Şekil 4.1. 13 °C değeri için ısıtıcı ilaveli ölçüm değerleri

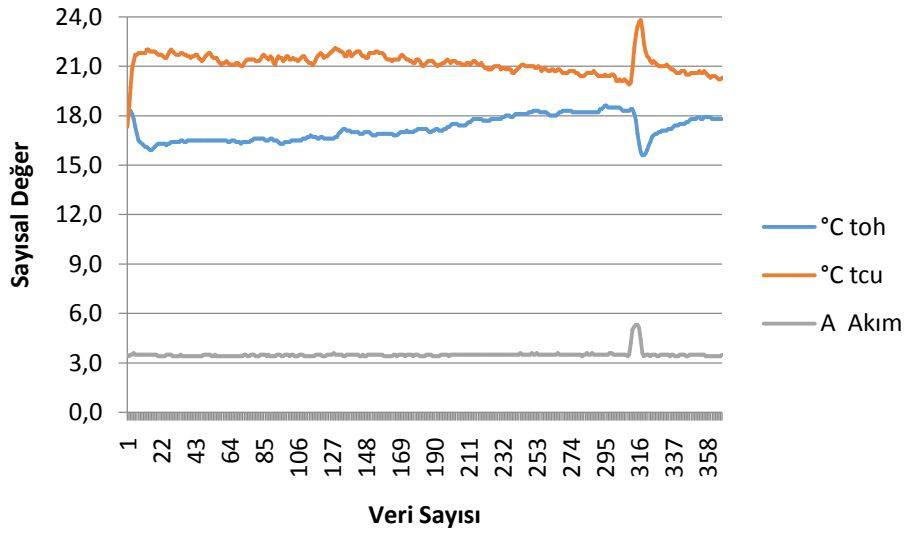


Şekil 4.2. 13 °C değeri için ısıtıcı ilavesiz ölçüm değerleri

14°C değeri için ısıtıcı ilaveli ve ısıtıcı ilavesiz buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarının akım ile değişimi sırasıyla Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'te verilmiştir. 14°C değeri için ısıtıcılı sistemde buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarında yüksek dalgalanmalar olduğu görülmüştür. Isıtıcısız sistemde ise bu değerlerdeki dalgalanmalar belli bir aralık hariç daha küçük şekilde seyretmiştir. Akım değeri ise her iki durumda da sabit ve hemen hemen aynı değerdedir. Bu yüzden 14°C değeri için ısıtıcılı klimada enerji tasarrufu gerçekleşmemiştir.

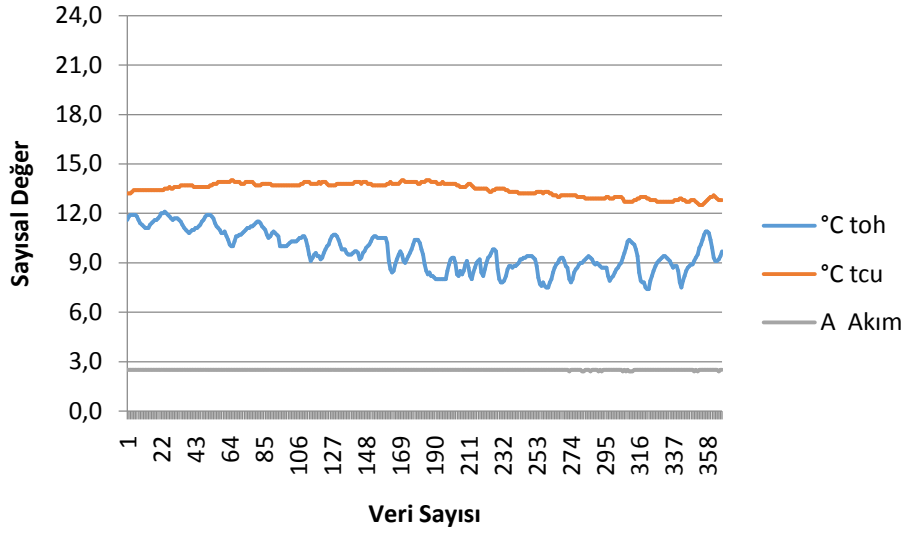


Şekil 4.3. 14 °C değeri için ısıtıcı ilaveli ölçüm değerleri

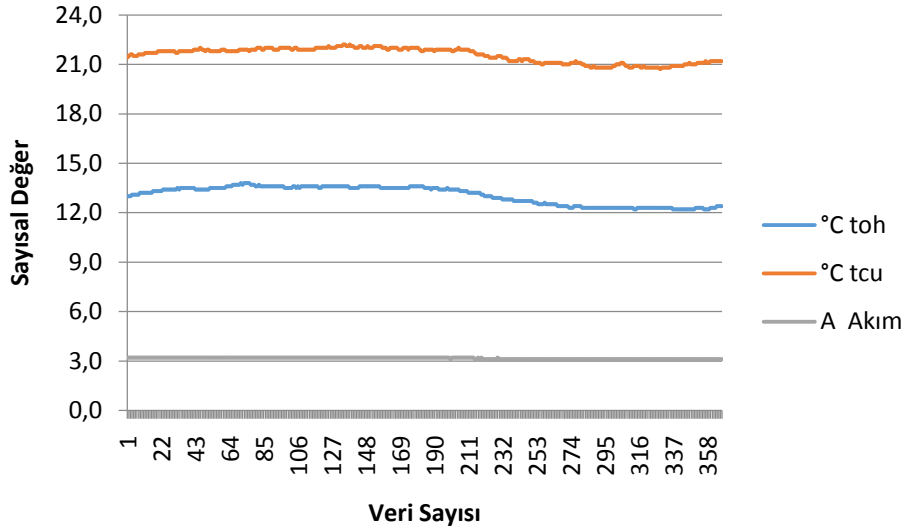


Şekil 4.4. 14 °C değeri için ısıtıcı ilavesiz ölçüm değerleri

15°C değeri için ısıtıcı ilaveli ve ısıtıcı ilavesiz buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarının akım ile değişimi sırasıyla Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da verilmiştir. 15°C değeri için ısıtıcılı sistemde buharlaşma sıcaklığında küçük yoğunlaşma sıcaklığında ise yüksek dalgalanmalar olduğu görülmüştür. Isıtıcısız sistemde ise bu değerlerdeki dalgalanmalar daha küçük şekilde seyretmiştir. Akım değeri ise her iki durumda da sabit ve hemen hemen aynı değerdedir. Bu yüzden 15°C değeri için ısıtıcılı klimada enerji tasarrufu gerçekleşmemiştir.

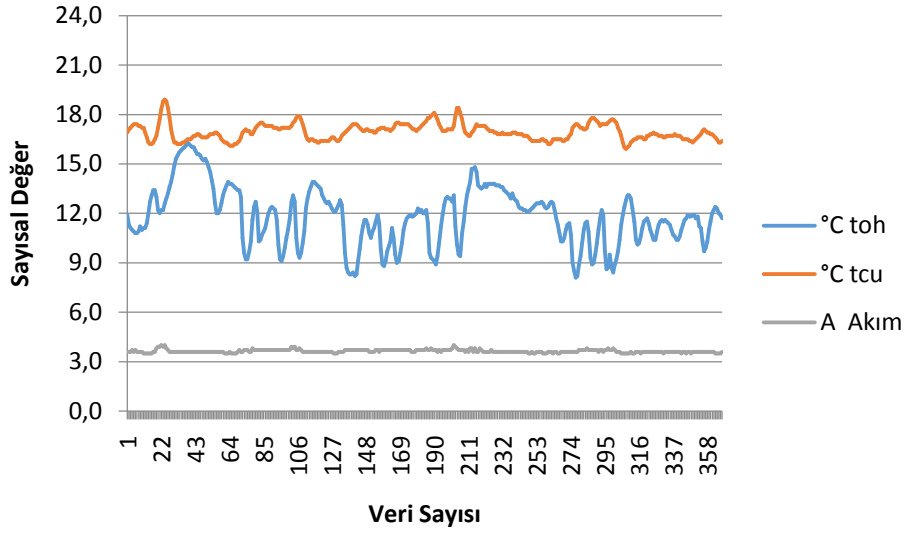


Şekil 4.5. 15 °C değeri için ısıtıcı ilaveli ölçüm değerleri

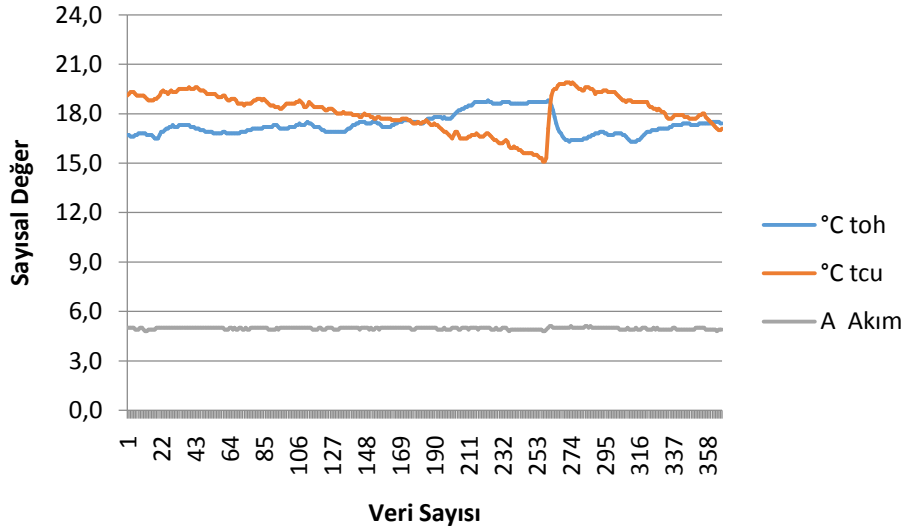


Şekil 4.6. 15 °C değeri için ısıtıcı ilavesiz ölçüm değerleri

16°C değeri için ısıtıcı ilaveli ve ısıtıcı ilavesiz buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarının akım ile değişimi sırasıyla Şekil 4.7 ve Şekil 4.8'de verilmiştir. 16°C değeri için ısıtıcılı sistemde buharlaşma sıcaklığında büyük yoğunlaşma sıcaklığında ise çok yüksek dalgalanmalar olduğu görülmüştür. Isıtıcısız sistemde ise bu değerlerdeki dalgalanmalar belli bir aralık hariç daha küçük şekilde seyretmiştir. Akım değeri ise her ısıtıcılı sistemde daha düşük bir değer iken ısıtıcısız sistemde daha yüksektir. Bu durum neticesinde 16°C değeri için ısıtıcılı klimada enerji tasarrufu gerçekleştiği gözlenmiştir. Bu tasarruf değeri %30 civarındadır.

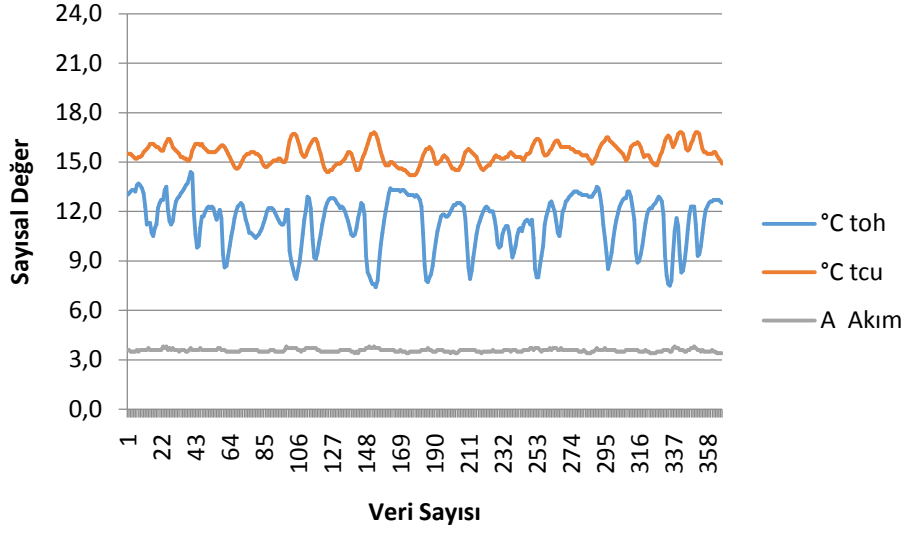


Şekil 4.7. 16 °C değeri için ısıtıcı ilaveli ölçüm değerleri

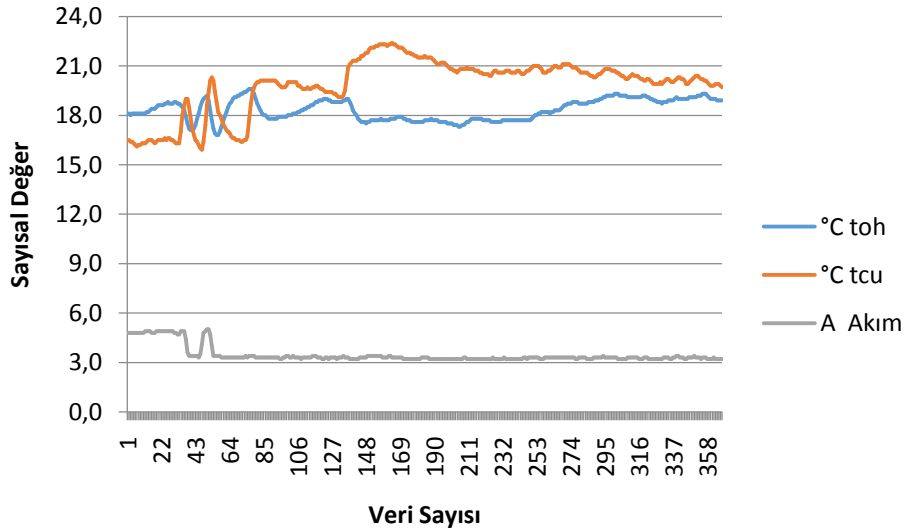


Şekil 4.8. 16 °C değeri için ısıtıcı ilavesiz ölçüm değerleri

17°C değeri için ısıtıcı ilaveli ve ısıtıcı ilavesiz buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarının akım ile değişimi sırasıyla Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da verilmiştir. 17°C değeri için ısıtıcılı sistemde buharlaşma sıcaklığında büyük yoğunlaşma sıcaklığında ise çok yüksek dalgalanmalar olduğu görülmüştür. Isıtıcısız sistemde ise bu değerlerdeki dalgalanmalar ölçüm süresinin yarısına kadar yüksek dalgalanmalar göstermiş fakat daha sonra küçük şekilde devam etmiştir. Akım değeri ise ısıtıcısız sistemde ısıtıcılı sisteme göre belli bir aralıkta daha yüksek değerlerde seyretmiştir. Bu durum neticesinde 17°C değeri için ısıtıcılı klimada enerji tasarrufunun tam olarak gerçekleştiği söylenememektedir.



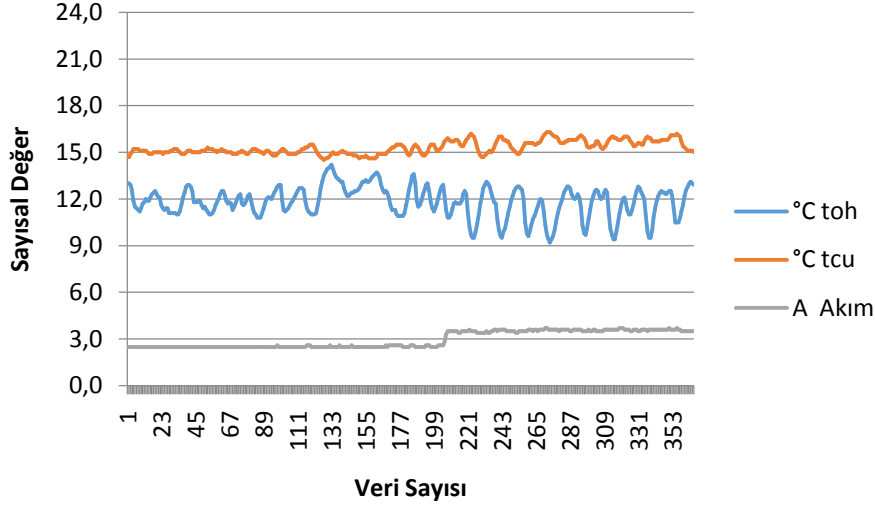
Şekil 4.9. 17°C değeri için ısıtıcı ilaveli ölçüm değerleri



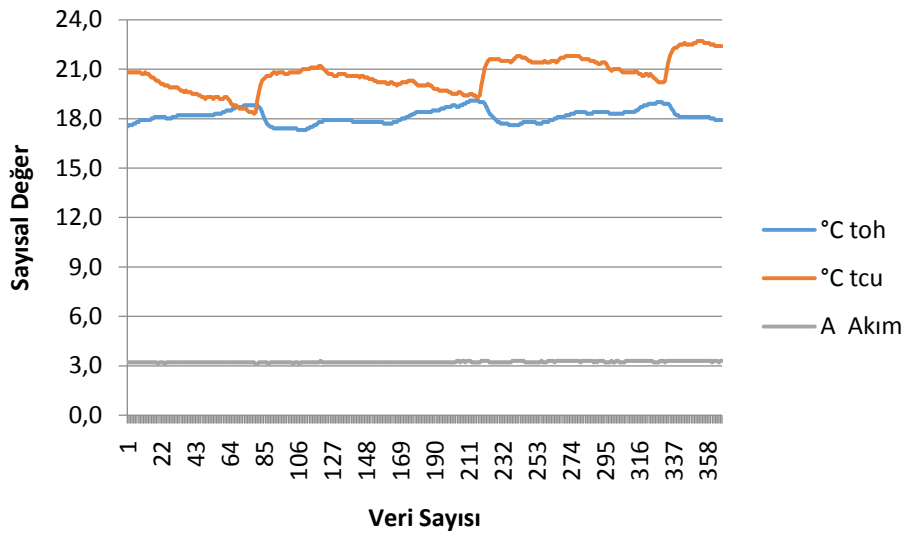
Şekil 4.10. 17°C değeri için ısıtıcı ilavesiz ölçüm değerleri

18°C değeri için ısıtıcı ilaveli ve ısıtıcı ilavesiz buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarının akım ile değişimi sırasıyla Şekil 4.11 ve Şekil 4.12'de verilmiştir. 18°C değeri için ısıtıcılı sistemde buharlaşma sıcaklığında küçük yoğunlaşma sıcaklığında ise büyük dalgalanmalar olduğu görülmüştür. Isıtıcısız sistemde ise bu değerlerdeki dalgalanmalar belli aralıklarla yüksek dalgalanmalar göstermiştir. Akım değeri ise ısıtıcılı sistemde belli bir aralıkta ısıtıcısız sisteme göre düşük değerlerde seyretmiş ancak daha sonra her iki sistemin de akım değerleri hemen hemen aynı olmuştur.

Bu durum neticesinde 18°C değeri için ısıtıcı klimada enerji tasarrufunun tam anlamıyla gerçekleştiği söylenememektedir.



Şekil 4.11. 18 °C değeri için ısıtıcı ilaveli ölçüm değerleri

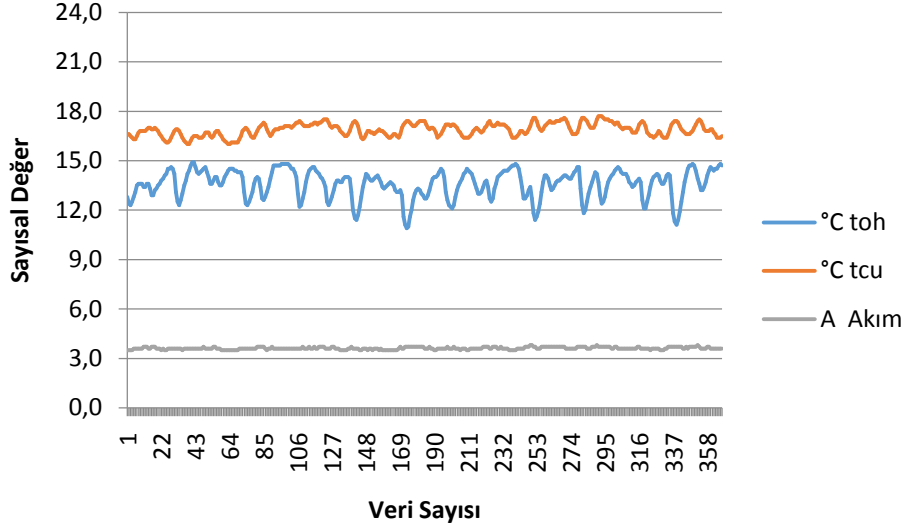


Şekil 4.12. 18 °C değeri için ısıtıcı ilavesiz ölçüm değerleri

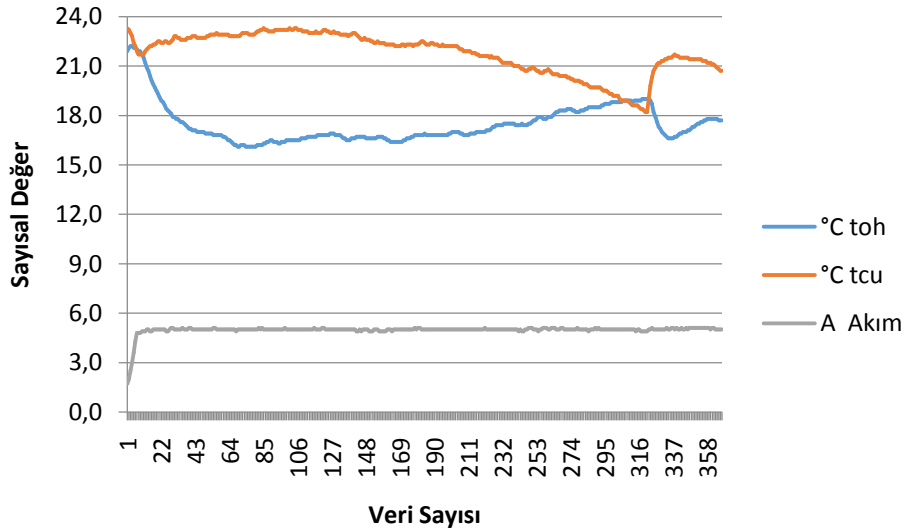
17°C ve 18°C sıcaklıkları için klimalarda enerji tasarrufunun gerçekleşmemesi ısıtıcının hassasiyetinin düşük olması ve kalibrasyonunun eksik olmasından kaynaklandığı söylenebilir.

19°C değeri için ısıtıcı ilaveli ve ısıtıcı ilavesiz buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarının akım ile değişimi sırasıyla Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'te verilmiştir. 19°C

değeri için ısıtıcı sistemde buharlaşma sıcaklığında küçük yoğunlaşma sıcaklığında ise büyük dalgalanmalar olduğu görülmüştür. Isıtıcısız sistemde ise bu değerlerdeki dalgalanmalar belli aralıklarla yüksek değişimler halinde gerçekleşmiştir. Akım değeri ise ısıtıcı sistemde daha düşük bir değerde iken ısıtıcısız sistemde daha yüksektir. Bu durum neticesinde 19°C değeri için ısıtıcı klimate enerji tasarrufu gerçekleştiği söylenebilir.



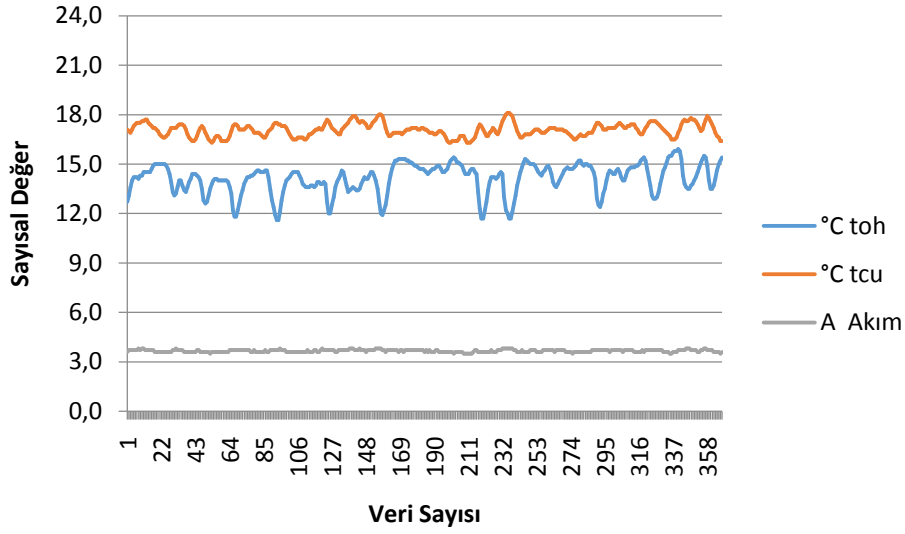
Şekil 4.13. 19 °C değeri için ısıtıcı ilaveli ölçüm değerleri



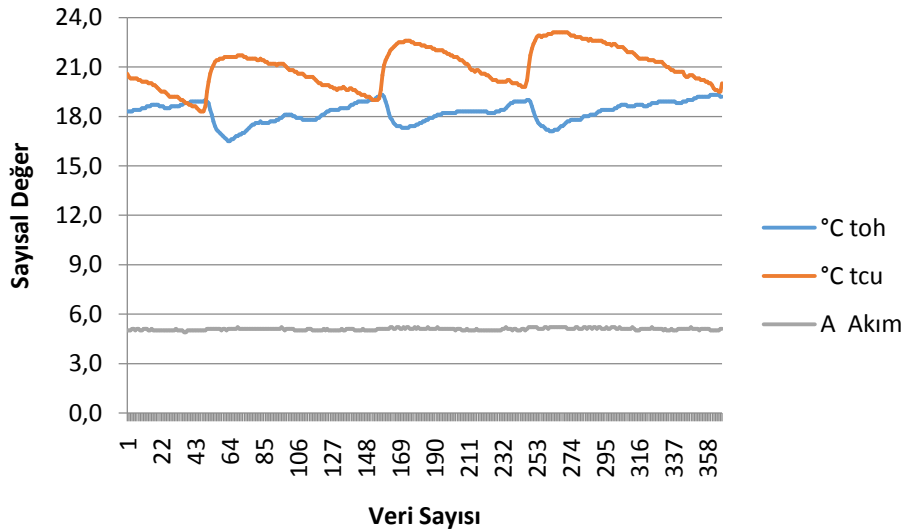
Şekil 4.14. 19 °C değeri için ısıtıcı ilavesiz ölçüm değerleri



20°C değeri için ısıtıcı ilaveli ve ısıtıcı ilavesiz buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarının akım ile değişimi sırasıyla Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'te verilmiştir. 20°C değeri için ısıtıcılı sistemde buharlaşma sıcaklığında küçük yoğunlaşma sıcaklığında ise büyük dalgalanmalar olduğu görülmüştür. Isıtıcısız sistemde ise bu değerlerdeki dalgalanmalar belli aralıklarla yüksek değişimler halinde gerçekleşmiştir. Akım değeri ise ısıtıcılı sistemde daha düşük bir değer iken ısıtıcısız sistemde daha yüksektir. Bu durum neticesinde 20°C değeri için ısıtıcılı klimada enerji tasarrufu gerçekleştiği söylenebilir. Bu tasarruf değeri %30 civarındadır.



Şekil 4.15. 20°C değeri için ısıtıcı ilaveli ölçüm değerleri



Şekil 4.16. 20°C değeri için ısıtıcı ilavesiz ölçüm değerleri

## 4.2. Güç Ölçer Değerlerine Göre Enerji Tüketimi

Isıtıcı ilaveli sistemin akım probu sayesinde elektrik şebekesinde çekmiş olduğu akım 4.1. numaralı başlık altında incelenmiştir. Bu bölümde ise ısıtıcıda ayarlanan farklı değerler için yapılan ölçümlerle ilgili güç ölçerde tüketim ve kW cinsinden bulunan değerleri verilmiştir. Tüketim değerleri Çizelge 4.1’de verilmiştir. Çizelge 4.1’de deneye başlamadan önce güç ölçerdeki değer kaydedilmiş ve daha sonra deney bitimindeki değer kaydedilmiştir. Bu iki değer arasındaki fark tüketilen elektrik miktarını göstermektedir. Bu durum hem ısıtıcılı hem de ısıtıcısız klima sistemleri için ayrı ayrı Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Bu çizelgeye göre yapılan deneyler sonucu ısıtıcı ilaveli klima sistemi ısıtıcısız sisteme göre enerji tasarrufu sağlamıştır. Elde edilen enerji tasarrufunun oranı %30’dur. Bu durum klima sisteminin hem daha verimli bir hal almasını hem de enerji tasarrufunun gerçekleştiği kısım olan kompresörün daha az çalışmasından dolayı ömrünü uzatmasını sağlamıştır.

Çizelge 4.1. Güç Ölçer Değerlerine Göre Enerji Tüketimi

TARİH	OKUNAN DEĞERLER	kW				kW				SICAKLIK Set Değeri
		Isıtıcılı		Isıtıcısız		Isıtıcılı		Isıtıcısız		
		Ölçülen	Fark	Ölçülen	Fark	Ölçülen	Fark	Ölçülen	Fark	
09.06.2015	1.okuma 2.okuma	1.15 1.56	<b>0.41</b>	1.26 1.67	<b>0.41</b>	2,30 3,12	<b>0.82</b>	2,52 3,34	<b>0.82</b>	13°C
25.06.2015	1.okuma 2.okuma	1.83 2.10	<b>0.27</b>	1.97 2.35	<b>0.38</b>	3,66 4,20	<b>0.54</b>	3,94 4,70	<b>0.76</b>	14°C
25.06.2015	1.okuma 2.okuma	2.22 2.64	<b>0.42</b>	2.51 2.94	<b>0.43</b>	4,44 5,28	<b>0.84</b>	5,02 5,88	<b>0.86</b>	15°C
29.06.2015	1.okuma 2.okuma	2.71 3.12	<b>0.41</b>	3.03 3.64	<b>0.61</b>	5,42 6.24	<b>0.82</b>	6,06 7.30	<b>1.24</b>	16°C
30.06.2015	1.okuma 2.okuma	3.23 3.64	<b>0.41</b>	3.80 4.23	<b>0.43</b>	6.47 7.28	<b>0.81</b>	7.61 8.46	<b>0.85</b>	17°C
01.07.2015	1.okuma 2.okuma	3.78 4.11	<b>0.33</b>	4.42 4.81	<b>0.39</b>	7.37 8.22	<b>0.85</b>	8.61 9.63	<b>1.02</b>	18°C
02.07.2015	1.okuma 2.okuma	4.33 4.74	<b>0.41</b>	5.05 5.66	<b>0.61</b>	8.67 9.48	<b>0.81</b>	10.11 11.3	<b>1.19</b>	19°C
02.07.2015	1.okuma 2.okuma	4.75 5.16	<b>0.41</b>	5.68 6.30	<b>0.62</b>	9.50 10.30	<b>0.8</b>	11.37 12.62	<b>1.25</b>	20°C

## 5. SONUÇ

Enerji, yaşamımızın vazgeçilmez temel bir olgusu haline gelmiştir. Bu durum enerji ihtiyacının her geçen gün hızlı bir şekilde artmasına sebep olmaktadır. Özellikle gelişmiş ve gelişmekte olan ülkeler sanayi, askeriye vb. gibi kullanımlarda bu ihtiyacın büyük bir kısmını oluşturmaktadır. Bunun yanı sıra gelişen teknolojiyle birlikte kişi bazda enerji tüketimi de yüksek oranlara çıkmıştır. Ancak bütün bu artışlara nazaran enerji kaynakları sınırlı miktardadır. Enerji kaynaklarının sınırlı olması ve enerji ihtiyacının her geçen gün artması enerjinin bir biriminin bile çok kıymetli ve ziyan edilmemesi gerektiği gerçeğini ortaya çıkarmıştır. Bu gerçek neticesinde enerjinin verimli kullanılması ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımının artırılması bilim insanları tarafından yeni bir çalışma alanı olarak görülmüştür.

Enerjinin verimli kullanımının ilk uygulamaları en çok enerji tüketilen sanayi ve üretim tesislerinde daha sonra da konutlarda başlamıştır. Sanayide atık ısıların değerlendirilmesi, konutlarda ise ısı kayıplarının azaltılması bu uygulamaların başında gelmektedir. Bu iyileştirmelerin yanı sıra gerek sanayide gerekse konutlarda kullanılan cihazların daha az enerji tüketmesinin sağlanması son yıllarda popüler araştırma konuları arasındadır.

Konutlarda kullanılan cihazlarda, enerjinin verimli kullanımının insanların yaşam konforunu en az düzeyde etkilemesi gerekmektedir. Bu duruma en iyi örnek termal konforun klima cihazlarıyla sağlanmasıdır. Termal konfor bir insanın en uygun şartlarda yaşamını devam ettirebilmesi için gerekli olan iklim şartlarıdır. Bu durumun sağlanması ve bunun yanı sıra klima cihazlarında enerji tasarrufu yapılması sürdürülebilir bir çevre açısından çok önemlidir.

Yapılan tez çalışmasında konutlarda çok sık kullanılan klima sistemlerinde enerji tasarrufu sağlanması üzerine yeni bir yöntem denenmiştir. Bu yöntem ile güneş enerjisi klima çevriminde dolaşan akışkanı ısıtarak sıcaklık ve basıncını arttırması amaçlanmıştır. Bu durum akışkanı sıkıştırarak sıcaklık ve basıncını arttırmak için kullanılan kompresör elemanının çalışma aralığını ve süresini azaltarak enerji tüketimini düşürmesini sağlamaktadır. Bu sayede sistem daha az enerjiyle istenilen şartlarda çalışmaktadır. Ancak gerek deneysel sürecin zorluğu gerekse laboratuvar şartlarının el vermemesinden dolayı akışkanı ısıtma işlemi dışarıdan elektrikli bir rezistansla yapılmıştır.

Tez çalışmasının laboratuvar ortamında ve dış hava sıcaklığının ortalama 30-35°C'lerde seyrettiği Haziran-Temmuz aylarında yapıldığı ve klimaların soğutma modunda en yüksek güç tüketiminin gerçekleştiği 18 °C'de çalıştırıldığı, ayrıca tüm sistemin rejime girmesi için ölçüm başına 20 dakika beklendiği bilgileri, sonuçları irdelerken önemlidir.

Güç ölçer verilerine göre sistem değerlendirilirse:

- Yapılan deneysel çalışmalarda rezistans sıcaklığı 13°C ile 20°C arasında değişmektedir.

- Güç ölçerlerdeki değerlere bakıldığında 13-20°C arasında ısıtıcı ilaveli sistemin 0.8- 0.85 kW aralığında seyrettiği gözlemlenmiştir.
- Isıtıcısız sistem ise 0.82-1.24 kW değerleri arasında seyrettiği gözlemlenmiştir. 13°C ile 16°C arasında tüketim değerlerinin dalgalı seyrettiği gözlemlenmiştir.
- Bu sıcaklık değerleri arasında yer yer ısıtıcı sistem ile ısıtıcısız sistemin tüketim değerleri birbiriyle çok yakın veya aynı çıktığı gözlemlenmiştir.
- 17°C den sonra sistem tam anlamıyla rejime oturmuş ve her iki sistem arasındaki fark giderek açılmıştır.
- Isıtıcı sisteminin istenilen miktarda enerji tasarrufu yaptığı 17°C den sonra açık bir şekilde görülmektedir.

Akım ölçme probuna göre sistem değerlendirilirse:

- 13-15°C değerleri arasında ısıtıcı ilaveli sistem ile ısıtıcısız sistem hemen hemen aynı akım değerlerinde olduğu gözlemlenmiştir.
- 16°C ise her iki sistem arasındaki akım farkı 1,4-1,5 Amper aralığında değişmektedir.
- 17°C de ısıtıcı ilaveli sistem 3,2-3,3 Amper değerleri arasındayken ısıtıcısız sistem ise 5 Amper değerinden başlayarak 3,3 Amper seviyelerine inmektedir.
- 18°C de ise ısıtıcı ilaveli sistem belli bir aralıkta 2,5 Amper değerindeyken daha sonra 3,3 Amper seviyelerine çıkarak ısıtıcısız sistemle aynı akım değerlerine ulaşmaktadır.
- 19 ve 20°C için ise ısıtıcı ilaveli sistem 3,2-3,3 Amper seviyelerinde bir akım değerine sahipken ısıtıcısız sistem 5 Amper seviyelerindedir.
- Aradaki farkın en yüksek olduğu sıcaklık değerleri 19 ve 20°C arası sıcaklık değeridir. Bu değerlerde ısıtıcı ilaveli sistem en yüksek verim değerine ulaşır.

Sonuç olarak klima sistemi üzerinde yapılan bu iyileştirme sayesinde sistem 19-20°C değerlerinde maksimum fayda sağlamaktadır. Soğutucu akışkan bu değerler arasında ısıtılırsa sistem sürekli bir enerji tasarrufu sağlar. Burada dikkat edilmesi gereken bir nokta da ısıtıcı ilaveli sistemdeki rezistanslı ısıtıcının elektrik tüketiminin de klimanın elektrik tüketimine eklenmiş olmasıdır. Elektrikli ısıtıcının enerji tüketiminin klima sisteminin enerji tüketimine ilave edilmesine karşın genel sistemde büyük oranda enerji tasarrufu sağlanmıştır. Eğer elektrikli bir ısıtıcı yerine güneş enerjili bir sistem (vakum tipli kollektör) kullanılsaydı; akışkana verilen ısı enerjisi neredeyse maliyetsiz bir duruma gelir ve bu sayede sistemin veriminin daha da artması sağlanmış olurdu.

Bu enerji tüketimleri genel anlamda düşünülürse çok büyük bir enerji tasarrufu ortaya çıkacaktır. Örneğin bireysel bir klima sisteminde sağlanan bu %30'luk enerji

tüketimi otel, alışveriş merkezi, kamu binaları gibi binalara uygulanırsa genel anlamda büyük bir tasarruf sağlanmış olur. Özellikle yaz aylarında Antalya, Muğla, İzmir gibi turistik şehirlerde yüksek sıcaklıktan dolayı termal konforun sağlanması için klima sistemlerine aşırı yüklenilmektedir. Bu aşırı yüklenmeden dolayı bu şehirlerde sık sık elektrik şebekesindeki arz talep dengesizliğinden dolayı elektrik kesintileri meydana gelmektedir. Geliştirilen ısıtıcı sistem bu elektrik kesintilerinin sona ermesini sağlayacaktır. Yapılan bu çalışma klima sistemleri üzerinde enerji tasarrufu yapılabilmesi için araştırmacılara yeni fikirler konusunda yol gösterici bir çalışma olacaktır.

Unutulmamalıdır ki enerji dünya üzerinde yaşayan insanların en doğal haklarından birisidir. Ancak bu hakkın yeni gelecek nesillere aktarılması için enerji verimliliği ve tasarrufu çok önemlidir. Bu önem çerçevesinde sürdürülebilir bir gelecek için yeni nesillere bu durumun önemi anlatılarak farkındalık oluşturulması gerekmektedir.



## 6. KAYNAKLAR

- AKÇASARI, E. 2004. Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Termo-ekonomik Analizi. Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, 162 s, İstanbul.
- AKPINAR, A. KÖMÜRCÜ, M. ve FİLİZ, M.H. 2008. Türkiye'nin Enerji Kaynakları ve Çevre, Sürdürülebilir Kalkınma ve Temiz Enerji Kaynakları, VII. UTES, 13 s. İstanbul.
- AKDEMİR, Ö. ve GÜNGÖR, A. 2001. "Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri ve Verimlerini Arttırmak için Geliştirilen Çevrimler", V. Ulusal Tesisat Mühendisleri Kongresi ve Sergisi Bildiriler Kitabı, Mühendislik Yayınları, 99-112, İzmir.
- ARI, G. 1997. Jeotermal Enerjinin Kullanım Sahaları, Uygulamaya Yönelik Genel Bilgiler ve Türkiye'deki Bölgesel Dağılımı, Çevre ve Enerji Kongresi, Fossil Fuel Sustainability: Exergy Assessment of a Cogeneration System, International Journal Of Energy Research, vol.35, pp.162-168.
- BENELMİR, B. and Feidt M, 1998. "Energy Cogeneration Systems and Energy Management Strategy", Energy Conversion and Management, 39:1791-1802 Combined Heat and Power Systems", Progress in Energy and Combustion Science, 29:479485.
- BARNARD, N. and JOUNZENS, D. 2001. "Design Tools for Low Energy Buildings, Technology Selection and Early Design Guidance", ECBC, IEA, 28(2):27-95, France.
- BOSE, J.E. 1981. Design and Testing of a Solar Assisted Coils, DOE Technical Report, Washington, s. 81-97.
- BULUT, H. 2011. Soğutma ve Klima Tekniği Ders Notları, Harran Üniversitesi, Şanlıurfa, s. 222.
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. 1992 ASHRAE Heating, Ventilating and Air Conditioning Systems and Equipment Handbook, ISBN: 0-910110-87-5, Atlanta, p.63.
- BP Statistical Review of World Energy, 2011, T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı resmi web sayfası. <http://www.enerji.gov.tr/tr-TR/Sayfalar/Temiz-Enerji> [Son erişim tarihi: 17.05.2015]
- CUEVAS, C. and LEBRUN J. 2009. Testing and modelling of a variable speed scroll compressor. Applied Thermal Engineering. 29, (2-3), s. 469-478.
- ÇENGEL, Y.A. ve BOLES, M.A. 1996. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. Türkçe Birinci Basım, Mc Graw-Hill Literatür yayınevi, İstanbul.

- ÇETEGEN, E. 2003. Binaların Gece Soğutma Modeli, III. Atmosfer Bilimleri Sempozyumu, İstanbul, s. 243-247.
- DEMİRCİOĞLU, C. 2003. Türkiye İçin Sürdürülebilir Enerji Çevre Politikaları , (Basılmamış Yüksek Lisans Tezi), Ankara, s.18-19
- DİNÇER, İ. ve ERDALLI, Y. 1993. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Rolü ve Etkinliği, Termodinamik Dergisi, 5(2), s. 31-37.
- DOSSAT, R.J. and HORAN, T.J. 2001. Principles of Refrigeration Fifth Edition Print Book, NJ.:Prentice Hall, New York, s. 510-528.
- EKREN, O. 2009. Bir Soğutma Grubunda Kompresör Hızının ve Elektronik Genleşme Vanasının Bulanık Mantık Algoritma ile Kontrolü, Doktora Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, 164 s.
- FAN, Y., LUO, L. and SOUYRİ, B. 2007. Review of Solar Sorption Refrigeration Technologies: Development and Applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews 11(1) , s. 1758-1775.
- FONG, K.F., CHOW, T.T., LEE, C.K., LİN, Z. and CHAN, L.S. 2010. Comparative Study of Different Solar Cooling Systems For Buildings in Subtropical city, Hong Kong , 84(1): s. 227-244.
- GÖNÜLAL, R. 2001. Amonyak-Su Karışımli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri ve Termodinamik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Mustafa Kemal Üniversitesi, Hatay, s. 97.
- HENNING, H.M. 2004. Solar-Assisted Air Conditioning in Building, A Handbook for Planners, IEA, ISBN 3-211-00647-8, New York; Ed: 2. s.129
- KAVAK, K. 2005, “Dünyada ve Türkiye’de Enerji Verimliliği ve Türk Sanayiinde Enerji Verimliliğinin İncelenmesi” Uzmanlık Tezi, Devlet Planlama Teşkilatı, Yayın No: 2689, Ankara, s. 207.
- KARADAĞ, Ç., GÜLSAÇ, İ.I., ERSÖZ, A. ve ÇALIŞKAN M. 2009. Çevre Dostu ve Temiz Yenilenebilir Enerji Kaynakları, Bilim ve Teknik Dergisi, TÜBİTAK Yayını, 42(498), Ankara, s.27
- KINCAY, O., UTLU, Z., AĞUSTOS, H., AKBULUT, U. ve AÇIKGÖZ, Ö. 2009. Yenilenebilir Enerji Kaynaklarında Birleşme Eğilimi, Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi, 27, s. 60-82.
- KAYNAKLI, O. and YAMANKARADENİZ, R. 2007. Thermodynamic Analysis of Absorption Refrigeration System Based on Entropy Generation, Current Science, 92(13), s 472-479.
- KENT, E.F. ve KAPTAN, İ.N. 2009. Güneş Enerjisi Destekli Isıtma ve Absorpsiyonlu Soğutma Uygulaması, 5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu, Karabük, s. 15-20

- KİM, D.S. and INFANTE FERREIRA, C.A. 2008. Solar Refrigeration Options- a State-of-the-Art Review, International Journal of Refrigeration, 31(1) , Netherlands, s. 3-15.
- KHATTAB, N.M. 2004. A Novel Solar Powered Adsorption Refrigeration Module. Applied Thermal Engineering, Elsevier Ltd. Egypt, 24(14), s. 2747-2760.
- KÜÇÜKÇALIŞ, R. 2012. Klima Tesisatında Genel Prensipler ve Yüksek Yapılarda Yeni Yaklaşımlar, Türk Tesisat Mühendisleri Dergisi (TTMD), 40, s. 1-4.
- LAMP, P. and ZIEGLER, F. 1998. European Research on Solar Assisted Air Conditioning, International Journal of Refrigeration, Germany, 21(2), s. 116-125.
- MILES, L. 1994. Heat Pump Theory and Service, Delmar Publishers Inc., New York, s. 100-106.
- MONNE, C., ALONSO, S., PALACIN, F. and Serra, F. 2010. Monitoring and Simulation of an Existing Solar Powered Absorption Cooling System in Zaragoza (Spain), Applied Thermal Engineering, 31, s. 28-35
- NASUTION, H. and MAT NAWI WAN, H. 2006. Potential Electricity Savings by Variable Speed Control of Compressor for Air Conditioning Systems, Clean Technology Environment Policy, Malaysia, 8(2), s. 105-111.
- NİĞDELİOĞLU, O. 2006. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Dizaynı ve Tekno-Ekonomik Performans Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi, Kütahya, s. 33.
- ONAN, C., ÖZKAN, D.B. and ERDEM, S. 2010. Exergy Analysis of a Solar Assisted Absorption Cooling System on an Hourly basis in Villa Applications, Energy, 35(10), s.5277- 5285.
- ÖNAL, G. 2003. Enerjide Öz Kaynakların Kullanımı ve Önemi, Stratejik Araştırmalar Dergisi, Genelkurmay Askeri Tarih ve Stratejik Etüt Başkanlığı Yayınları, Genelkurmay Basım Evi, Ankara, 1(1), s.34
- ÖZKOL, N. 1998. Uygulamalı Soğutma Tekniği, MMO Yayın, İstanbul, 115(35), s.118
- PASTAKKAYA, B., ÜNLÜ, K. ve YAMANKARADENİZ, R. 2008. Isıtma ve Soğutma Uygulamalarında Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorpsiyonlu Sistemler, TTMD Dergisi, İstanbul, 57(3) s. 25-32.
- PATLAR, Ö. 2006. Toprak Kaynaklı Isı Pompalarından Ekserji Analizi, Marmara Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.
- SAVAŞ, S. 2000. Soğutma Tekniğinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar, Mühendis ve Makine, MMO Yayını, s.76.



- SAVAŞ, S. 1998. Soğutma ve Klima İşlemlerinde Güneş Enerjisinden Yaralanma Olanaklarının Araştırılması, Doçentlik Tezi, İstanbul Üniversitesi.
- SEVİNÇ, K. ve GÜNGÖR, A. 2012. Güneş Enerjisi Kaynaklı Soğutma Sistemleri ve Bu Alandaki Yeni Uygulamalar, Mühendis ve Makine, 53(635), s.59-70.
- SHIMMA, Y., TATEUCHI, T. and SUGUIRA, H. 1988. Inverter Control Systems in a Residential Heat-Pump Air-Conditioner, ASHRAE Trans., 85, s. 1541-1550.
- SOUTSOS, T., ANAGNOSTOU, J., PRITCHARD, C., KARAGİORGAS, M. and AGORİS, D. 2003. Solar Cooling Technologies in Greece, Applied Thermal Engineering, 23, s. 1427-1439.
- STEWART, R.B., JACOBSEN, R.T., PENONCELLO, S.G. 1986. Thermodynamic Properties of Refrigerants ASHRAE.
- STOECKER, W.F. and JONES, J.W. 1983. Refrigeration and Air Conditioning MC Graw Hill International Editions.
- ŞAHİN, Ş., DİKMEN E., GENÇ, İ. ve KÖSE, İ.İ. 2012. Türkiye’de Yenilenebilir Enerji Kaynakları Potansiyeli, Mimar ve Mühendis, MMG, (67), s. 64-66.
- ŞALVARLI, H., YAKUT, A.K., FİŞEK, S. ve ERGÖNEN N. 1990. Güneş Enerjisi ile ısıtma ve soğutma sistemleri Antalya ili Uygulaması, Mühendis ve Makine Dergisi , 31(3), s. 12-21.
- TAMER, H.İ., YAKA, İ.F., GÜNGÖR A. 2015. Klima Sistemlerinde Yeni Yöntemlerle Enerji Tasarrufu, 3.Anadolu Enerji Sempozyumu (AES2015), Muğla, s.318-323.
- TUĞRUL A.B. ve BAYDOĞAN N.D. 2012. Olası Alternatiflerle Enerji Kaynakları Değerlendirmesi ve Türkiye, DEK-TMK, Türkiye Onuncu Enerji Kongresi, İstanbul, s.268.
- TUNA, M. 2001, Enerji, Çevre ve Toplum, TMMOB MMO II. Çevre ve Enerji Kongresi Bildiriler Kitabı, İstanbul, s.89-90.
- TÜRKOĞLU, H., ATAER, Ö.E. ve USTA, H. 1999. Ticari Soğutucularda Alternatif Soğutucu Akışkanların Kullanımı, Türkiye Teknoloji Geliştirme Vakfı Yayınları, Ankara, s. 29.
- TREE, D.R., DOUGLAS, J.D., BRAUN, J.E. and GROLL, E.A. 1999. A cost-based method for comparing alternative refrigerants applied to R-22 systems, International Journal of Refrigeration, London, 22(2), s.107- 125.
- T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, ETKB. 2013. EÜAŞ 2013 yılı Elektrik Üretimi Sektör Raporu, www.enerji.gov.tr. [Son erişim tarihi: 25.12.2015]

- T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, ETKB. 2013. EÜAŞ 2012-2012 yılar arasındaki Elektrik Enerjisi Tüketimi, [www.enerji.gov.tr](http://www.enerji.gov.tr). [Son erişim tarihi: 25.12.2015]
- T.C. Enerji ve Tabii kaynaklar Bakanlığı ETKB Web Sitesi, 2014 Yılı Genel Enerji Dengesi, <http://www.enerji.gov.tr> [Son Erişim Tarihi: 25.12.2015]
- T.C. Resmi Gazete, Başbakanlık Mevzuatı Geliştirme ve Yayın Genel Müdürlüğü Yayını, 18 Mayıs 2005, Sayı: 25819
- T. C. Bayındırlık ve İskan Bakanlığı, Kentleşme Şurası, Nisan 2009 İklim Değişikliği, Doğal Kaynaklar, Ekolojik Denge, Enerji Verimliliği ve Kentleşme Komisyonu Raporu, Ankara, s.24.
- T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı Stratejik Planı (2015-2019), s.15-19
- URAL, E. 2006. Türkiye'nin Yenilenebilir Enerji Kaynakları, Türkiye Çevre Vakfı Yayını, Ankara, s.63.
- YAMANKARADENİZ, R., HORUZ, İ. ve COŞKUN, S. 2002. Soğutma Tekniği ve Uygulamaları, Vipaş A.Ş., Bursa, s. 608.
- YAKA, İ.F., ÖNAL, S., GENÇER, A. ve GÜNGÖR, A. 2015. Binalarda Enerji Performansının Belirlenmesinde Antalya Örneği, 20. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Balıkesir, Türkiye
- ZHAI, X.Q., WANG, R.Z. 2009. A Review for Absorption and Adsorption Solar Cooling Systems in China, Renewable and Sustainable Energy Reviews, China, 13(5), s. 1523-1531.

## ÖZGEÇMİŞ



1986 yılında Sivas'ta doğdu. İlk öğrenimi sırasıyla Bursa ve Sivas'ta, ortaöğrenim ve liseyi Antalya'da okumuştur. 2005 yılında girdiği Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden, 2010 yılında mezun olduktan sonra Antalya'da mühendislik sektöründe faaliyet gösteren firmalarda mekanik tesisat projelendirme ve taahhüt işlerinde çalışmıştır. 2012-2013 Öğrenim yılında Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başlamış olup, Antalya Büyükşehir Belediyesi ASAT Genel Müdürlüğü bünyesinde 2012 yılından beri Makine Mühendisi olarak görevine devam etmektedir.