

**SPLIT KLİMALARDA BOYLER KULLANILARAK
SÜREKLİ SICAK SU TEMİNİ, ENERJİ VERİMLİLİĞİ
İLE TERMODİNAMİK VE TERMOEKONOMİK
YÖNDEN UYGUNLUĞUNUN ARAŞTIRILMASI**

**2015
YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ**

Kenan SARIMEŞE

**SPLİT KLİMALARDA BOYLER KULLANILARAK SÜREKLİ SICAK SU
TEMİNİ, ENERJİ VERİMLİLİĞİ İLE TERMODİNAMİK VE
TERMOEKONOMİK YÖNDEN UYGUNLUĞUNUN ARAŞTIRILMASI**

Kenan SARIMEŞE

**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK
Haziran 2015**

Kenan SARIMEŞE tarafından hazırlanan ‘‘SPLIT KLİMALARDA BOYLER KULLANILARAK SÜREKLİ SICAK SU TEMİNİ, ENERJİ VERİMLİLİĞİ İLE TERMODİNAMİK VE TERMOEKONOMİK YÖNDEN UYGUNLUĞUNUN ARAŞTIRILMASI’’ başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. DoÇ. Dr. Engin GEDİK

Tez Danışmanı, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı



Bu alıŐma, jürimiz tarafından oy birliği ile Enerji sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 17/ 06/ 2015

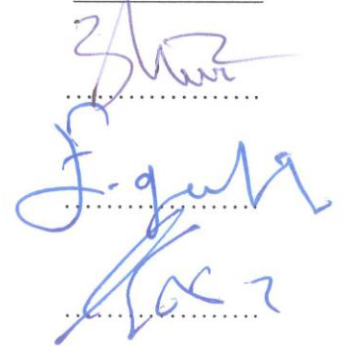
Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

BaŐkan : DoÇ. Dr. KurtuluŐ BORAN (GÜ)

Üye : Yrd. DoÇ. Dr. Engin GEDİK (KBÜ)

Üye : Yrd. DoÇ. Dr. Alper ERGÜN (KBÜ)

İmzası



.../.../2015

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıŐtır.

Prof. Dr. Nevin AYTEMİZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Kenan SARIMEŞE

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

SPLİT KLİMALARDA BOYLER KULLANILARAK SÜREKLİ SICAK SU TEMİNİ, ENERJİ VERİMLİLİĞİ İLE TERMODİNAMİK VE TERMOEKONOMİK YÖNDEN UYGUNLUĞUNUN ARAŞTIRILMASI

Kenan SARIMEŞE

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Yrd. Doç. Dr Engin GEDİK

Haziran 2015, 64sayfa

Günümüzde soğutma sistemleri birçok yerde kullanılmaktadır. Soğutma sistemleri yüksek oranda enerji tüketmektedir. Enerji açısından büyük ölçüde dışa bağlı olduğumuz düşünülürse, soğutma sistemlerinin harcamış olduğu enerji ülkemiz açısından önem kazanmaktadır. Ülkemizde soğutma için en çok kullanılan cihazların başında Split tip klimalar gelir. Bu yüzden Split tip klimalarda enerji verimliliği son derece önem kazanmıştır. Bu çalışmada, duvar tipi split klimada kondensenden önce bir boyler kullanılarak sürekli sıcak su elde edilmiş ve bu işlem sonucunda kondenserin yükü azaltılarak enerji tüketimi düşürülmüştür. Ayrıca tasarlanan sisteme termodinamik ve termoeconomik analizler yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda, sistemin soğutma yaparken ekserji verimi yaklaşık 0,18 iken boylerin montajından sonra soğutmada verimi 0,41 e çıkmıştır. Verim artışı ile birlikte cihazın enerji tüketimi düşmektedir. Cihaz boyler takılmadan deney şartlarında, saatlik 0,1497 TL/h harcarken boyler montajından sonra bu rakam 0,1271 TL/h ye düşmektedir. Bu verim artışının ve enerji tüketimindeki düşmenin en büyük nedeni, belirli sıcaklık aralıklarında kondenser kullanılmadan soğutma yapılabilmesidir.

Deneysel alışmalar sonucunda üretimi yapılan sistem için boyler ve montaj masrafları dışında hiçbir ek maliyet olmadan sıcak su elde edilmesi sağlanmıştır.

Anahtar Szckler : Split klima, termoekonomik, termodinamik, verim, boyler, ekserji.

Bilim Kodu :

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

AN EXAMINATION OF CONSTANT HOT WATER SUPPLY VIA BOILER IN SPLIT AIR CONDITIONERS, THE CONSEQUENT ENERGY SAVING AND ITS THERMODYNAMIC AND THERMO-ECONOMIC SUITABILITY

Kenan SARIMEŞE

Karabük University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Energy Systems Engineering

Thesis Advisor:

Assist. Prof. Dr.Engin GEDİK

June 2015, 64 pages

Today, cooling systems have been used in so many places. The cooling systems consume high amount of energy. When we consider that we are dependent on the outside financial sources, the energy that has been consumed by the cooling system has gained importance. Split type air conditioners are the mostly used devices in our country. For that reason, the energy efficiency of the split type air conditioners has gained extreme importance. In this study, a constant hot water has been obtained by using a boiler before the condenser in the wall type air conditioner and as a result of this proceeding; the energy consumption has been decreased by lowering the load of the condenser. Thermodynamic and thermo economic analysis of the designed system have been conducted. As a result of the analysis, while the exergy efficiency is 0, 18 when the system makes cooling, the cooling efficiency has increased to 0, 41 after the installation of the boiler. The energy consumption decreases as the efficiency increases. While the device consumes 0.1497 TL/h in the experiments before the installation of the boiler, upon installation this figure declined to 0.1271 TL/h. The biggest reason for the efficiency increase and energy consumption

decrease is that it can cool without the use of condenser in some temperature range. As a result of the experimental studies, hot water has been obtained without any additional cost except for the boiler and installation costs for the system that has been produced.

Key Word : Split air conditioner, thermo-economic, efficiency, boiler, exergy thermodynamic.

Science Code :

TEŞEKKÜR

Bu tez alıőmasının planlanmasında, araőtırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle alıőmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren sayın hocalarım Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK, Yrd. Doç. Dr Engin GEDİKve Yrd. Doç. Dr Alper ERGÜN'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca çalışmada kullanılan cihazı temin etmemizde yardımlarını esirgemeyip bizimle bilgi ve deneyimlerini paylaşan Ömer ŐANSLI' yada teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xv
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	2
LİTERATÜR TARAMASI.....	2
BÖLÜM 3	6
ISI POMPALARI VE ÇALIŞMA PRENSİBİ.....	6
3.1. ISI POMPALARININ TARİHSEL GELİŞİMİ	9
3.2. ISI POMPASININ TERMODİNAMİK ESASLARI.....	10
3.3. KLİMALAR VE ÇALIŞMA PRENSİBİ.....	11
3.3.1. Klimaların Enerji Tüketimleri	13
3.3.2. EER (Energy Efficiency Ratio)	13
3.3.3. COP (Coefficient of Performance)	14
3.3.4. SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio).....	14
BÖLÜM 4	15
EKSERJİ VE TERMOEKONOMİK ANALİZ	15
4.1. EKSERJİ VE TANIMLARI.....	15

4.2. EKSERJİ ANALİZİ	16
4.3. TERMOEKONOMİK ANALİZ	17
BÖLÜM 5	20
DENEY DÜZENİĞİNİN İMALATI VE KULLANILAN MALZEMELER	20
5.1. CİHAZ İMALATINDAKİ MALZEMELER VE GÖREVLERİ.....	20
5.1.1. Termostat	20
5.1.2. Vana.....	21
5.1.3. Rakor	22
5.1.4. Varil	22
5.1.5. İzolasyon Malzemesi	23
5.1.6. Bakır Boru	23
5.1.7. İç Ünite	24
5.1.8. Dış Ünite.....	25
5.2. CİHAZIN İMALATI.....	25
5.2.1. Boylerin İmalatı.....	25
5.2.2. Dış Ünitenin İmalatı	26
BÖLÜM 6	31
CİHAZIN TEST ÇALIŞTIRMASI VE VERİLERİN TOPLANMASI	31
BÖLÜM 7	35
SİSTEMİN TERMOEKONOMİK VE TERMODİNAMİK ANALİZİ	35
7.1. BOYLERSİZ CİHAZDA EKSERJİ HESABI	37
7.3. BOYLERLİ CİHAZDA EKSERJİ HESABI	40
7.2. BOYLERSİZ CİHAZDA EKSERJİ DENGESİ VE VERİMİ.....	41
7.4. BOYLERLİ CİHAZDA EKSERJİ DENGESİ VE VERİMİ	43
7.5. TERMOEKONOMİK ANALİZ	43
7.5.1. Boylersiz cihaz için termoeconomik analiz.....	44
7.5.2. Boylerli Cihaz İçin Termoeconomik Analiz	45
BÖLÜM 8	46
SONUÇ VE ÖNERİLER	46

8.1. BOYLERSİZ CİHAZ İÇİN EKSERJİ HESAPLAMASI	46
8.2. BOYLERSİZ CİHAZ İÇİN EKSERJİ DENGESİ VE VERİMİ	50
8.3. BOYLERLİ CİHAZ İÇİN EKSERJİ HESAPLAMASI	53
8.4. BOYLERLİ CİHAZ İÇİN EKSERJİ DENGESİ VE VERİMİ.....	55
8.5. CİHAZLAR İÇİN TERMO EKONOMİK ANALİZ	57
8.5.1. Boylersiz Cihaz İçin Termoekonomik Analiz	57
8.5.2. Boylerli Cihaz İçin Termoekonomik Analiz	58
8.6. CİHAZLARDAN ELDE EDİLEN SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI	60
KAYNAKLAR	64
ÖZGEÇMİŞ	66

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Isı pompası örneği.....	7
Şekil 3.2. Isı pompası prensip şeması.	10
Şekil 3.3. Basit rankine çevrimi ve ısı pompası şeması.	11
Şekil 3.4. Basit klima çizimi.	12
Şekil 5.1. Termostat.	21
Şekil 5.2. Vana.	21
Şekil 5.3. Rakor.....	22
Şekil 5.4. Varil (40 Lt).	22
Şekil 5.5. İzolasyon malzemesi.	23
Şekil 5.6. Bakır boru.	24
Şekil 5.7. İç ünite.	24
Şekil 5.8. Dış ünite.....	25
Şekil 5.9. Isı yalıtımı yapılmış varil.	26
Şekil 5.10. Boylerin oluşturulması.....	26
Şekil 5.11. Dış ünite.....	27
Şekil 5.12. Dış ünite vana ve boyler bağlantıları.	27
Şekil 5.13. Dış ünite termostat bağlantısı.	28
Şekil 5.14. Elektrik bağlantıları.	29
Şekil 5.15. Bağlantıların tamamlanması.	29
Şekil 5.16. Cihazın teknik çizimi.	30
Şekil 6.1. Dış ünite boyler soğutucu akışkan giriş-çıkış sıcaklıkları.	32
Şekil 6.2. İç ünite üfleme sıcaklığı.....	32
Şekil 6.3. Dış ünitenin çektiği amper.	32
Şekil 6.4. Boyler sıcaklığı.	33
Şekil 6.5. Dış ünite kondenser sıcaklığı.	33
Şekil 7.1. Boylersiz cihaz için ölçüm noktaları.....	37
Şekil 7.2. Boylerli cihaz için ölçüm noktaları.....	40

Şekil 8.1. R22 soğutucu akışkanına ait psikrometrik diyagram.	46
Şekil 8.2 Cihazların aynı bölgedeki enerjilerinin karşılaştırılması.	60
Şekil 8.3. Cihazların aynı bölgedeki ekserjilerinin karşılaştırılması.....	60
Şekil 8.4. Aynı bölgelerde ekserji verimlerin ve farklarının karşılaştırılması.	61
Şekil 8.5. Cihazların saatlik işletme maliyetlerinin karşılaştırılması.....	61

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 6.1. Cihaz boylerli çalışma verileri.	34
Çizelge 6.2. Cihaz boylersiz çalışma verileri.	34
Çizelge 8.1. Ölü hal için T_0 , h_0 , s_0 değerleri.	47
Çizelge 8.2. Boylersiz cihaza ait bulunan değerler.	48
Çizelge 8.3. Boylersiz cihaz için hesaplanan enerji değerleri.	48
Çizelge 8.4. Boylersiz cihazda hesaplanan ekserji değerleri.	49
Çizelge 8.5. Boylersiz cihaz için bulunan veriler ve hesaplamalar.	50
Çizelge 8.6. Boylersiz cihazda hesaplanan iş, verim ve ekserji dengesi.	52
Çizelge 8.7. Boylerli cihazda bulunan değerler.	53
Çizelge 8.8. Boylerli cihaz için hesaplanan enerji değerleri.	54
Çizelge 8.9. Boylerli cihaz için hesaplanan ekserji değerleri.	55
Çizelge 8.10. Boylerli sistem için bulunan iş, verim ve ekserji dengesi değerleri. ...	57

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

W	: İş
ED	: Ekserji Dengesi
n_{Ex}	: Ekserji Verimi
n_{ll}	: Toplam Verim
C_{inv}	: Sermaya Maliyeti
C_{op}	: İşletme Maliyeti
C_T	: Toplam Maliyet
C	: Sistem Kurulum Maliyeti
$^{\circ}C$: Santigrat Derece
m	: Kütle
S	: Saniye
kw	: kilowatt
h	: Entalpi
s	: Entropi
Q	: Yük (Isı)
T	: Sıcaklık
P	: Basınç
Lt	: Litre
cm	: Santimetre
mm	: Minimetre
gr	: Gram
kg	: Kilogram
ex	: Ekserji
$R22$: Freon soğutucu akışkanı
CO_2	: Karbondioksit
CRF	: Sermaye Geri Ödeme Faktörü
i	: Yıllık Faiz
n	: Sistemin çalışma süresi

KISALTMALAR

BTU	: British thermal unit (Soğutma Gücü)
Comp	: Compressors (Kompresör)
Cond	: Condenser (Kondenser)
COP	: Coefficient of Performance (Performans Katsayısı)
DTS	: Darbe Tipli Soğutucu
EER	: Energy Efficiency Ratio (Enerji Tasarruf Oranı)
Evap	: Evaporatör
Expa	: Expansion valf
ITK	: Isıtma Tesir Katsayısı
SEER	: Seasonal Energy Efficiency Ratio(Mevsimsel Enerji Verimlilik Oranı)

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Split (ayrık) klima adından da anlaşılacağı üzere istinalar hariç evaporatörü ve kondanseri ayrı bölmelerde bulunan cihazlardır. Bu cihazlar ısıtma, soğutma veya her iki prosesi de gerçekleştirebilen iklimlendirme cihazı olarak tarif edilmektedir. İnsanların, kalabalık mekânlar haricinde bireysel olarak ev ve işyerlerinde ısıtma ve soğutma ihtiyacı hissetmesi durumunda bu ihtiyaca en pratik çözümü bulan cihazlar split klimalar olmuştur. Bu sebeplerden dolayı çoğu ortamın iklimlendirilmesi için kullanılıp ve vazgeçilmez bir cihaz olan, split klimaların daha verimli kullanılması amacıyla bu çalışma yapılmıştır. Söz konusundaki cihazı üzerinde yapılan değişikliklerden sonra cihazın enerji verimliliği incelenmiştir. Montaj öncesi ve sonrası veriler karşılaştırılarak cihazın termodinamik ve ekonomik analizi yapılmıştır.

Kısaca split klimalar çalışırken evaporatör ve kondenser arası sürekli soğutucu akışkan dolaşımı olur. Bu soğutucu akışkan dolaşımı cihaz soğutma modundayken evaporatör, ortamdaki aldığı ısıyı içinde dolaşan soğutucu akışkana iletir. Isıyı alıp yüksek sıcaklıklara ulaşan soğutucu akışkan, diğer üniteler vasıtasıyla soğuyarak tekrar evaporatöre gelir. Bu işlem klima çalışması süresince sürekli devam eder. Klimalarda yüksek sıcaklıklara ulaşan soğutucu akışkanın ısını en uygun yerde alınıp başka ortama aktararak bu ısının kullanılması amaçlanmıştır. Çünkü klima çalışırken iç ortamdaki aldığı ısı genellikle dış ortama atılmaktadır.

Birçok mekânda sıcak su kullanımı da vazgeçilmez bir unsurdur. Sıcak su, mekânlarda çeşitli yakıtlardan (doğalgaz, kömür vs.) veya çeşitli enerjilerden (elektrik, güneş) elde edilir. Bu elde edilme yöntemlerinde kullanılan yakıt veya enerjinin bir maliyetiyle birlikte kullanım bedeli vardır.

Bu yapılan çalışmada klimalarda atık ısı enerjisinin suya aktarılarak suyun ısıtılmasıyla ek bir maliyet oluşturmadan mekânlar da ortamın soğutulmasına ve sıcak su elde edilmesine katkı sağlamaktadır. Klima soğutma konumunda çalışırken soğutucu akışkanın en yüksek sıcaklığa ulaştığı kompresör çıkışından soğutucu akışkan ek bakır borularla boyler içinden geçirilerek tekrar sisteme verilmiştir. Soğutucu akışkan yardımı ile ısınan bakır boru üzerindeki ısı, suya transfer edilerek boylerdeki su ısıtılmaktadır. Aynı şekilde ısıveren soğutucu akışkan soğuyarak sistemdeki dolaşımına devam edecektir. Bu işlem sonucunda ek bir enerji kaynağına ihtiyaç duyulmadan su ısıtılmış olacaktır.

Hatta bazı sıcaklıklarda sıcak su elde edilirken soğuyan soğutucu akışkan, kondenserin soğutmasına ihtiyaç duymadan tekrar evaporatöre gelmektedir. Devre dışı kalan kondenserde ayrıca verim sağlamaktadır.

Cihaza yapılan eklemeler sonucunda cihazda oluşan değişimler farklı ortam sıcaklığında takip edilerek alınan verilerden hareketle çeşitli analizler yapılabilir. Elde edilen söz konusu veriler kullanılarak termoekonomik ve termodinamik analiz yapılmıştır.

Enerji analizi kullanılarak hesaplanan sistem analizleri ve elde edilen verimler, sistem hakkında sınırlı bilgi vermektedir. Bu yüzden ekserji analizi olarak da bilinen Termodinamiğin II. Kanunu analizi yapmak gerekir. Enerji analizi miktara dayanan bir yöntem, ekserji analizi ise kaliteye dayanan bir yöntemdir. Termoekonomi kavramı, ekserji analizi vasıtasıyla bir sistemin en düşük maliyetinin elde edilmesi anlamında kullanılmaktadır.

Günümüz koşullarında tüm mekânlarda kullanma sıcak suyuna ihtiyaç duyulmaktadır. Sonuç olarak bu sistemle klimalardaki atık ısının doğaya salınımı yapılması yerine, kullanım alanlarının ihtiyacı olan sıcak suyun ek bir enerji sarfiyatı oluşturmadan üretilmesi amaçlanmaktadır.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR TARAMASI

Temelleri 1824 senesinde Nicolas Leonard Sâdi Carnot tarafından belirlenen ısı pompaları gerçekte soğutma çevirimi esasına göre çalışmaktadır. Daha sonra bu çalışma 1852 yılında Lord Kelvin'in "Soğutma sistemleri kullanarak ısıtma yapılması" fikrine ve incelemelerine ışık tutmuştur (Al-Rabghı vd., 1993).

2. Dünya Savaşı'na kadar ısı pompaları üzerinde pek çok araştırma yapılmasına rağmen, bu çalışmalara savaşın sebep olduğu sıkıntılardan dolayı ara verilmiştir (Reay ve Macmichael, 1979).

İlk ısı pompası, 1930 yılında İskoç Haldane tarafından yapılmış ve daha sonra bu ısı pompasını evinde kullanmaya başlamıştır. Haldane, bu sistemde kaynak olarak havayı kullanmıştır (Seyrek, 2010).

Lord Kelvin endüstri çağının başlamasından önce, kaynak olarak toprağı kullanan ısı makinesini yapmak için uğraşmıştır. Fakat bu makine hiçbir zaman gerçekleşmemiştir. Kelvin'den 75 yıl sonra Haldane, Schttland bölgesinde bulunan evini ısıtmak için bu prensibe göre çalışan makineyi geliştirmiştir (Ekinci, 2007).

İlk ısı pompalarından birisi de 1938 yılında Zürih'te uygulanmıştır. Bu ünite de ısı kaynağı olarak nehir suyu, soğutucu akışkan olarak R12 ve bir rotorlu kompresör kullanılmıştır. Zürih Belediye binasının ısıtılmasını sağlayan bu ısı pompası 175 kW ısıtma gücündeydi ve toprağı gömülen metal serpantinler içinde salamura dolaştırılmıştır. Serpantinde meydana gelen korozyon sorunlarından dolayı hava kaynaklı ısı pompaları kullanımı gündeme gelmiştir. Ancak daha sonraları, plastik borular kullanılarak korozyon sorunları giderilmiş ve TKIP sistemleri üzerine araştırmalar hızlanmıştır (Couvillion, 1985).

1973 senesinde yaşanan petrol kriziyle İsviçre’de hızla yayılmaya başlayan ısı pompası sistemi için birkaç yıl sonra Oklohoma State Üniversitesi’nde araştırma programı başlatılmıştır (Hughes vd, 1985).

Güneş kolektörleri ile birleştirilmiş bir TKIP sisteminin deneysel çalışmasını sunmuşlardır. 180 m² ’lik özel bir konutun ısıtılması için kurulan TKIP sisteminin güneş kollektörü ile desteklendiğinde ortaya çıkan sonuçları değerlendirmişlerdir (Trillat-Berdal vd., 2005).

Binalarda ısıtma ve soğutma amaçlı kullanılabilen ısı pompası sisteminin ekserji analizi üzerinde çalışmışlardır. Isıtma amacıyla kullanılan TKIP sisteminde ekserji kaybının, soğutma amacıyla kullanılanlardan daha çok olduğunu söylemişlerdir (Bi vd., 2009).

Hindistan’ın 10 bölgesinde yaptıkları çalışmada, TKIP sistemlerinin CO emisyonunun hangi oranda azalttığını hesaplamışlardır. Ayrıca Hindistan’da toprak kaynaklı ısıtma sistemlerinin kullanımının artması durumunda sağlayacağı ekonomik tasarrufu finanse etmişlerdir (Sivasakthivel ve Murugesan, 2014).

Hava-hava, hava-su, su-hava ve su-su ısı pompalarının teorik modellerini yapmıştır. Sistemin ana elemanları olan evaporatör, kondenser, kompresör ve genişleme valfi ayrı, ayrı ele alınarak boyutları hesaplanmıştır (Yılmaz ve Aydın, 1985).

R-12, R-22 ve R-12/R114 soğutucu akışkan çiftlerinin değişik ağırlık oranlarında karıştırılması ile elde edilen nonazeotropik karışımların, buhar sıkıştırılmalı ısı pompasının performansı üzerindeki etkilerini incelemek üzere bir çalışma yapmışlardır. Sonuçta, soğutucu karışımlarının saf soğutucu akışkanlara göre daha yüksek performans sağladıkları görülmüştür (Çomaklı vd., 1991).

Güneş enerjisi destekli ısı pompasının ekserji analizi için deney sistemi kurmuşlardır. Haziran, Temmuz ve Ağustos aylarında yapılan deneylerden elde edilen bilgiler doğrultusunda ısı pompası sisteminin ekserji verimi hesaplanarak farklı sistemlerle karşılaştırması yapılmıştır (Ayhan vd., 1992).

Buhar sıkıştırırmalı çevirim için bilgisayar yazılımı geliştirmiş ve soğuk oda ile çevre arasında çalışan bu çevirimin işletme karakteristiklerini incelemiştir (Acar, 1998).

“Minimum Enerjili Bina Tasarımı” başlıklı çalışmasında, sabit yüzey sıcaklığını esas alarak topraktaki ısı transferini incelemiş ve optimum boru çapı, akış hızı ve gömme derinliğini tespit etmiştir. TKIP hem soğutma, hem de ısıtma amaçlı olarak dizayn edilmiştir. Sistemin yatırım ve işletme maliyetleri incelenmiştir. Diğer ısıtma sistemleri ile işletme giderleri ve enerji tüketimi açısından kıyaslama yapmıştır (Diz, 2001).

Elazığ ilinde konut ısıtmasın da güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin kullanılabilirliğini araştırmışlardır. 2002 Aralık ile 2003 Mart ayları arasında sistemin performans katsayıları hesaplanmış ve enerji analizleri yapılmıştır (Dikici ve Akbulut, 2002).

İzmir’de 50 m sondajla açılmış toprak kuyusuna gömülü U şeklindeki bir ısı değiştiricili toprak kaynaklı ısı pompasının ısıtma performans katsayısını incelemişlerdir. Ayrıca, sistemin performansını ve kurulum maliyetini etkileyen parametreleri belirlemişlerdir (Hepbaşlı vd., 2003).

Ege Üniversitesinin Güneş Enerjisi Enstitüsü’nde kurulan düşey U-borulu TKIP sisteminin ekserji ve ekonomik analizini yapmışlardır. Sistemdeki tersinmezlikler bulunmuştur (Özgener vd., 2007).

R-134a soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin süt pastörizasyonunda kullanımının deneysel olarak incelemiştir. Isı pompası sistemi çift cidarlı kazan sistemi ve plakalı pastörizer sistemlerinde enerji sarfiyatı analizleri ile kimyasal, biyokimyasal ve mikrobiyolojik analizler yapılmış ve elde edilen sonuçlar birbiriyle mukayese edilmiştir(Aktaş,2008).

Muğla Üniversitesi Kötekli Yerleşkesi’nde toprak kaynaklı ısı pompası kullanılabilirliğini çalışmıştır.

Sistemin ilk yatırım maliyetinin minimize edilmesi ve toprak ısısından maksimum seviyede faydalanmak amacıyla 50 m derinlikte U-boru döşemesi kullanılmıştır. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemi mevcut sistemler ile mukayese edilmiştir (Babacan, 2008).

Güneş enerjisi destekli ısı pompası sisteminin performans incelemesini yapmıştır. Bunun için Türkiye'nin güneş ışınları bakımından daha zengin olan güney bölgelerinden Antalya ili ele alınmıştır. Yıl boyunca güneş enerjisinin kullanılabilirliği analiz edilmiş ve sistemin, binaların ısıtılmasındaki uygulanabilirlik alanları belirlenmiştir (Siyahhan, 2009).

Bolu ve çevresinde TKIP sisteminin sayısal incelenmesi üzerinde çalışma yapmıştır. TKIP parametrelerini hesaplamak için literatürde bulunan denklemler yardımıyla genel eşitlikler elde edilmiştir(Tunçel, 2011).

Gıda sektöründeki enerji verimliliği için termodinamik kanun verimlilikleri incelenmiştir. Enerji verimliliği ve enerji yönetimi için örnek olarak şeker sektörü ele alınmıştır. Çalışmada enerji ve ekserji analizleri şeker fabrikasına uygulanmıştır. Fabrikanın tüm proseslerinin enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak fabrikanın enerji ekserji analiz verilerine göre yapılan termoeconomik analiz ile fabrika karının artırılabilceği sonucuna ulaşılmıştır (Taner, 2013).

BÖLÜM 3

ISI POMPALARI VE ÇALIŞMA PRENSİBİ

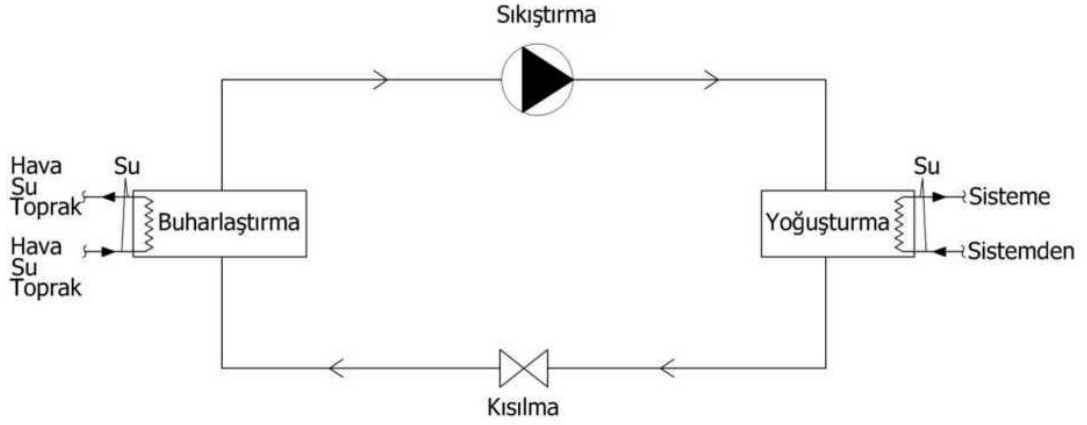
Mühendislikte en çok karşılaşılan uygulamalardan biri olan ısıtma ve soğutma yöntemleri araştırılmış ve sayısız yöntem uygulamaya konulmuştur. Bu yöntemlerde hedef hep daha iyi ve daha verimli sistemler oluşturulmaya çalışılmıştır. Mevcut enerji kaynaklarındaki yetersizliklerin eklenmesiyle çalışmalar boyut değiştirmiş ve sistemler alternatif enerji kaynaklarını kapsayacak biçimde geliştirilmiştir. Bu alanda yaygın olarak kullanılan alternatif enerji güneş, jeotermal, toprak, hava ve su kaynaklarıdır. Günümüzde kullanımı artan bu sistemlerden birisi de ısı pompalarıdır (Öztürk, 2009).

Isı pompaları düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından aldığı ısı enerjisini yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına aktaran sistemlerdir. Termodinamiğin ikinci kanununa göre ısı düşük sıcaklıktaki bir ortamdan kendiliğinden yüksek sıcaklıktaki bir ortama akamaz. Isı akışını sağlamak için sisteme enerji verilmesi gerekir. Isı pompaları da bu enerjiyi elde edebilmek için elektrik enerjisinden (mekanik ısı pompaları) veya ısı enerjisinden (termal ısı pompaları) yararlanırlar (Dursun, 2006).

Isı pompaları; ısıtma, soğutma, havalandırma teknolojilerinde, ayrıca sıcak su ihtiyacının karşılanması amacıyla kullanılmaktadır. Isı pompalı sistemler sadece kullandıkları kaynak (hava, su, toprak vb.) ve ısıyı ilettikleri ortam açısından farklılık gösterirler (Ceylan, 2010). Isı pompalarını basitçe ısı kaynağı bakımından üç öge üzerinde inceleyebiliriz. Bunlar şöyledir;

- a. Su kaynaklı ısı pompaları
- b. Toprak kaynaklı ısı pompaları
- c. Hava kaynaklı ısı pompaları

Su kaynaklı ısı pompalarında kuyulardan, göllerden, nehirlerden, şehir şebekesinden ve üretim işlerinden elde edilen su, ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Su kaynaklı ısı pompaları yeraltı ve yerüstü suyu kaynaklı ısı pompaları olmak üzere iki şekilde incelenir.



Şekil 3.1. Isı pompası örneği.

Yeraltı suyu kaynaklı ısı pompalarında 10 metre ve daha fazla derinliklerde yeraltı suyunun sıcaklığının yıl boyunca çok az değişmesi önemli bir avantajdır. Yer altı suları uygun derinlikte, yeterli miktar ve kalitede bulunduğu takdirde sıcaklığının nispeten sabit kalması nedeniyle ısı pompaları için uygun gösterilebilir (Elbir, 2010).

Yerüstü suyu kaynaklı ısı pompalarında su kaynağı olarak göller, nehirler gibi yerüstü sularından yararlanıldığında sıcaklık, kuyu sularına göre daha fazla değişmekle beraber hava kadar değişmemektedir. Yerüstü suyundan yararlanma çoğu durumda problemlidir. Zarar verici maddelerle buharlaştırıcıda ısı geçiş katsayılarının kötüleşmesine neden olunur. Bu yüzden boru demetli ısı değiştiricileri kullanılmaz. Ayrıca buharlaştırıcı kısa zaman aralıklarında temizlenmelidir (Elbir, 2010).

Toprak Kaynaklı Isı Pompaları, güneş enerjisinin yeryüzüne çarpmasıyla jeoküttelede depolanan ısı enerjisini kullanmak amacıyla tasarlanmıştır. Toprak kaynaklı ısı pompalarının diğer ısı pompası sistemlerinden farkı, toprak kaynaklı sistemlerde, ısı taşıyan akışkan ile jeokütlenin bir toprak ısı değiştiricisi kullanılarak birleştirilmesidir. Toprak kaynaklı ısı değiştiricileri, yatay veya dikey olarak yerleştirilebilirler. Dikey ısı değiştiricileri yerlerine delme makineleriyle yapılan

sondaj sonucu yerleştirilirken, yatay sistemi kurmak için ise bir veya birkaç hendek açılmalıdır. Yatay ısı değiştiriciler genellikle 1 - 3 m, dūřey ısı değiştiricileri ise 20 - 100 m. derinliğe yerleştirilirler. Isı kaynağı olarak toprağın kullanılması hava ve su kaynaklı sistemlere gōre daha pahalıdır. Toprağın altına gōmūlen borulardan oluşan sisteme toprak ısı değiştiricisi denir. Bu borular yardımıyla, toprağın ısısı ısı taşıyıcı akışkana veya çevrimin atık ısısı, ısı taşıyıcı akışkandan toprağa aktarılır (Tokgōz, 2006).

Yeraltı su kaynağı olmaması ve topraktan ısı alınmasının çeşitli nedenlerle mōmkūn olmaması durumunda, ısı kaynağı olarak dış hava kullanılır. Hava her zaman bulunması ve dūřuk işletme-bakım masraflarına sahip donanımla çalışması nedeniyle en çok tercih edilen ısı kaynaklarındanır. Hava kolay elde edilebilmesinden dolayı en uygun ısı kaynağı olmakla beraber; sistem dizaynının, mekāna bağlı olarak çok dikkatli bir optimizasyonunun yapılmasını gerektirecek birçok dezavantajı mevcuttur (Ünlü, 2005). Bunun sebebi ise;

- a. Dış havanın oldukça değişken bir sıcaklığa sahip olması,
- b. Buzlanma problemi, olarak gōsterilmektedir.

Hava kaynaklı ısı pompaları çeşitli işletim sistemlerinde çok yōnlū kullanım ve maksimum konfor imkānı sunar (Dōřemedden ısıtma sistemi, radyatōr ile ısıtma vb.). Ayrıca yıl boyunca sıcak su kullanımını karşılayabilme imkānı sağlar. Montajının kolay olması yanında, yōksek maliyetli sondaj ve kurulum gerektirmez. Dış ünite az yer kapladığı için, sınırlı alanlarda kolaylıkla kullanılabilir. iç ünite için özel bir odaya, havalandırmaya veya baca gibi ilave bir alt yapıya gerek yoktur. Fosil yakıtlar doğrudan kullanılmadığından karbondioksit üremez (Özyirmidokuz, 2010).

Havanın kararlı bir sıcaklığa sahip olmaması, sıcaklığının aynı gün içerisinde bile değişkenlik gōstermesi ısı pompası performansının ve kapasitesinin dūřmesine sebep olmaktadır. Dış hava sıcaklığının dūřmesi sonucunda buharlaştırıcı ile dūřuk sıcaklık farkı oluşur. Bu durum buharlaştırıcının buzlanmasına sebep olur. Oluřan karlanma ve buzlanma ısı iletim katsayısını azaltır (Özyirmidokuz, 2010).

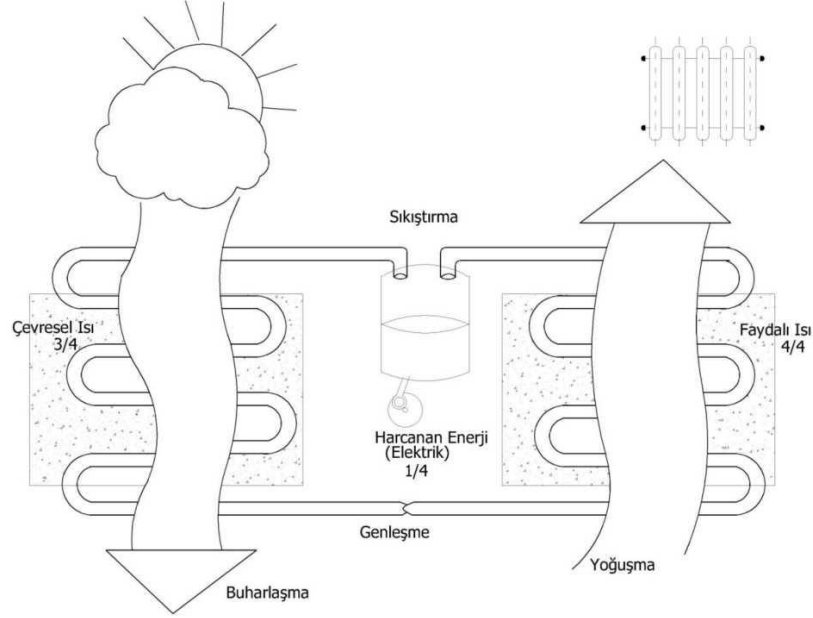
3.1.ISI POMPALARININ TARİHSEL GELİŞİMİ

Gerçekte bir soğutma çevrimi olan ısı pompası çevriminin temel prensibini Nikolas Leonard Sadi Carnot 1824 yılında ortaya atmıştır. 26 yıl sonra 1850 yılında Lord Kelvin,,in, soğutma cihazlarının ısıtma maksadı ile kullanılabileceğini ileri sürmesiyle ısı pompası uygulamaya girmiştir. II. Dünya Savaşı'ndan önce ısı pompasının geliştirilmesi ve kullanılabilir hale getirilmesi için birçok mühendis ve bilim adamı bu alanda araştırmalar ve çalışmalar yapmıştır. Savaş yıllarında endüstri, imkânlarını daha acil problemlere yönelttiği için ara verilen bu çalışmalara savaştan sonra tekrar başlanmıştır.

Son yirmi yıl içerisinde ısı pompası sistemi çok az enerjiye ihtiyaç duyması, evlerdeki yoğun kullanımı ve klimatizasyon için ekonomik çözümler sunması sonucu dikkate değer bir biçimde performansını ve güvenilirliğini arttırmıştır. Çevre sorunlarında kirlilikte ve küresel ısınmayı oluşturan sebeplerde konutlardaki ısıtma ihtiyacını karşılamak üzere kullanılan fosil yakıtlar, sanayi ve endüstrinin bıraktığı atıklar, taşıtların egzoz soğutucu akışkanlarındaki kirleticiler etkili olmaktadır. Hava, su ve toprak kirliliğine neden olan bu zararlı maddeler ekolojik dengede olumsuz değişiklikler meydana getirmekte, canlı ve cansız varlıklar üzerinde zararlı etkiler yapmaktadır. Çevremizdeki yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanan ısı pompaları düşük enerji tüketimleri CO₂soğutucu akışkanı emisyonunu önemli ölçüde azaltabilmeleri ve yüksek performans katsayıları ile günümüz iklimlendirme uygulamalarında daha çok tercih edilmeye başlamıştır.

Bina ısıtmasında en çok kazanlar kullanılmaktadır. Buna karşın ısı pompası talebinin artması ile birlikte enerji tasarrufunda önemli mertebede artışlar olmaktadır. Fosil yakıt kaynaklı ısıtma sistemlerinin çevreye olan büyük zararları ve bu yakıtların fiyatlarındaki artışlar ısı pompalarının önemini bir kat daha arttırmaktadır. Yapılan araştırmalar; ısıtma ve soğutma amacı ile harcanan enerjinin ısı pompaları yardımı ile daha az tüketilebileceğini göstermektedir.

Isıtmada kullanılacak birçok alternatif geleneksel sistem bulunmaktadır. Ticari uygulamalarda önemli bir yeri bulunan ısı pompaları uzun yıllardır bilinmesine karşın küresel ısınma ve yakıt fiyatlarına bağlı olarak ancak son yıllarda kullanımı artmıştır.



Şekil 3.2. Isı pompası prensip şeması.

Isı pompası adını ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama “pompalama” veya “taşıma” kabiliyetinden alır. Soğutma makinelerinden tek farkı ısıyı tek değil iki yönde taşıma kabiliyetinin olmasıdır. Yukarıda ısı pompasının prensip şeması görülmektedir. Bağımsız üniteli sistemlerdeki tüm ekipmanlara (evaporatör, kondenser, kompresör ve genleşme vanası) ilave olarak ısı pompasında dört yollu vana bulunmaktadır.

3.2.ISI POMPASININ TERMODİNAMİK ESASLARI

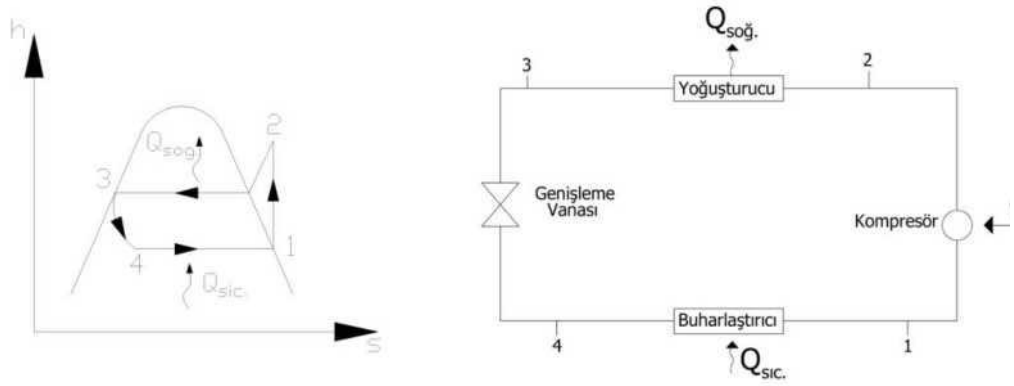
Isı pompası, dışarıdan enerji verilmesi ile düşük sıcaklıktaki bir ortamdan aldığı ısıyı yüksek sıcaklıktaki ortama veren bir makinedir. Kışın ısıtma maksadı ile kullanılan ısı pompası, yazın da soğutma için kullanılabilir.

Soğutma makineleri ve ısı pompaları aynı çevrimi gerçekleştirirler fakat kullanım amaçları farklıdır. Bir soğutma makinesinin amacı düşük sıcaklıktaki ortamı,

ortamdan ısı çekerek çevre sıcaklığının altında tutmaktır. Daha sonra çevreye veya yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi, çevrimi tamamlaması için yapılması zorunlu bir işlemdir fakat amaç değildir. Isı pompasının amacı ise bir ortamı sıcak tutmaktır. Şekil 4.3’de görüldüğü gibi bu işlevi yerine getirmek için düşük sıcaklıktaki bir ısı enerji deposundan alınan ısı, yüksek sıcaklıktaki ısıtılmak istenen ortama verilir. Düşük sıcaklıktaki ısı enerji deposu genellikle soğuk çevre havası, kuyu suyu veya toprak, ısıtılmak istenen ortam ise bir evin içidir.

Isı pompasının ve soğutma makinesinin görevleri, aynı biçimde düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısı çekip, bu ısıyı yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına aktarmak olmakta burada soğutma makinesinin kullanım amacı, yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağını ısıtmak olmayıp, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağını soğutmak olduğundan, soğutma makinesi adını alırlar.

Gerçekte ısı pompası ve soğutma makinesi aynı düzenek olduğundan her ikisinin de termodinamiği aynıdır. Uygulamada soğutma makineleri genellikle tasarım şartlarına yakın çalışırken ısı pompası çalışma koşulları geniş bir aralıkta sık değişir. Bu sebepten otomatik kontrol ve ayar cihazları daha önemli olmaktadır. Aşağıda basit Rankine çevrimi ve ısı pompası şeması görülmektedir.

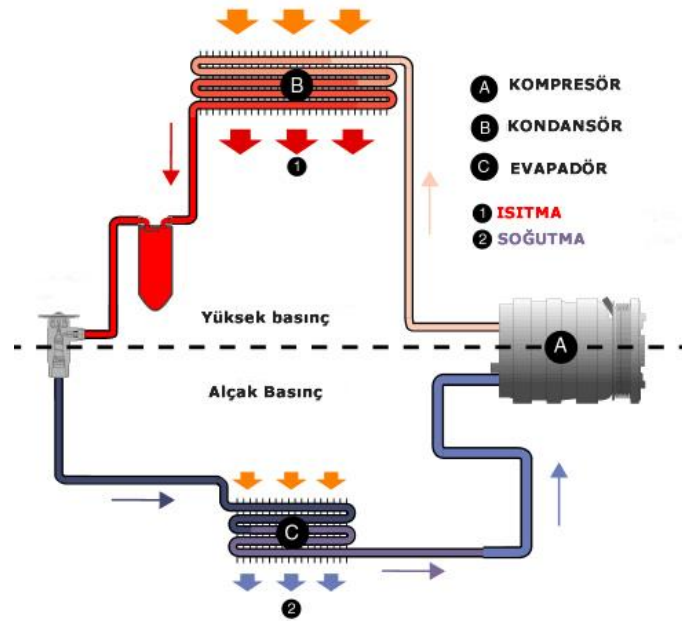


Şekil 3.3. Basit Rankine çevrimi ve ısı pompası şeması.

3.3. KLİMALAR VE ÇALIŞMA PRENSİBİ

Klimalar ortam sıcaklığını azaltmak yani ortamdan ısı almak için tasarlanmış sistemlerdir. Gelişen teknoloji ile birlikte klimaların ilave özellikleri de oluşmuştur.

Modellere ve tiplerine göre değişmekle birlikte klimalar ortamı soğutmanın yanında ortamdaki havanın nem oranını düzenleyebilme özellikleri bulunmaktadır. Hatta belirli sıcaklık aralıklarında ortamı ısıtabilmektedirler. Klimalar insanların bulunduğu ortamın konforunu artıran vazgeçilmez cihazlar olmuşturlardır. İnsanların buldukları çevre, ortam içinde sıcaklığın ayarlanabilmesi, bulunan ortamın konforunu artırır. İnsanın rahat ettiği çevre sıcaklığı bir başka ifadeyle rahatlık sıcaklığı bulunan ortamdaki hava sıcaklığıyla havanın nem oranına bağlıdır. Aşırı nem, aşırı sıcaklıktan daha rahatsız edicidir. Örneğin 35 °C sıcaklık ve % 10 nispi neme sahip bir hava 25 °C sıcaklık % 80 nispi neme sahip bir havaya göre daha iyidir, çünkü nem oranı arttıkça insan vücudunun sıcaklık karşısındaki reaksiyonu yavaşlar. Bu nedenle klimalarda yalnızca havanın soğutulması yeterli olmaz nem oranının da ayarlanması gerekir. Bu işlemlerin yapılmasına klimalandırma veya iklimlendirme denir. Bu amaçla kullanılan donanıma ise klima denir.



Klimanın çalışma yöntemi, belirli bir basınç altında bulunan sıvı haldeki soğutucu akışkanın istenilen sıcaklıkta buharlaştırılması ve buhar halden tekrar sıvı hale döndürülmesidir. Çalışma prensibini termodinamiğin ikinci kanunu açıklar. Çevrim malzemesi olarak kullanılan soğutucu akışkan bir kompresör aracılığıyla emilip

sıkıştırılarak sıvılaştırılır. Sıkıştırma sırasında açığa çıkan ısı bir fan vasıtası ile atmosferik çevreye (dış ortama) atılır. Bu sıvı daha sonra genişleme valfi tarafından üzerindeki basıncın düşürülmesi ile bulunduğu ortamdan ısı çekerek soğutucu akışkan haline dönüşür. Bu esnada bulunduğu ortamdan ısı çektiği için ortam sıcaklığını da düşürmüştür. Soğutma akışkanı kompresör tarafından emilerek çevrim aynı şekilde tekrarlanır. Klimaların bu çalışma şekli kısaca Şekil 3.4. 'de gösterilmiştir.

3.3.1. Klimaların Enerji Tüketimleri

Yaşam konfor standardını artıran klimaların enerji tüketimi de önemli bir faktördür. Klimaların enerji tüketimleri kullandıkları enerji miktarına göre sınıflandırması, enerji kullanan prosesler için CO2 emisyonlarının düşürülmesine ilişkin bir yöntem olarak enerji verimliliğini hedefleyen Avrupa İklim Değişikliği programının bir parçasıdır. Bu sınıflandırmada temel amaç, kullanıcıların bilinçlenmeleri ve ihtiyaçları için en ekonomik ürünü satın alırken ekolojik değerlendirmeleri ön planda tutmalarıdır. Bu sınıflandırmada üretici için her ürüne yönelik bir etiket tanımlanmakta ve ürünün enerji sınıfı belirtilmektedir. Enerji sınıfı etiketi, tüm enerji tüketen elemanlarda olduğu gibi klima üniteleri için de A' ile 'G' arasında değişen enerji tüketim kategorilerinde sınıflandırır ve sınıfına uygun bir renk kodu taşır. Koyu yeşil rengin sahip olduğu "A" kategorisi, ünitenin en yüksek enerji verimliliğine sahip olduğunu, kırmızı rengin sahip olduğu "G" kategorisi ise, ünitenin en düşük enerji verimliliğine sahip olduğunu gösterir. Bu sınıflandırmalar klimalarda çeşitli verilerin bir araya getirilerek elde edilen sonuçlara göre yapılmaktadır. Klimaların enerji tüketimleri iyi anlayabilmek için aşağıdaki terimleri bilmek gereklidir. Bu terimleri bilmeden sadece tükettiği enerji miktarına bakılması yanlış olur. Cihaz az enerji tüketmesine rağmen değişen ortamlara göre verimli olmaya bilir. Klimayla istenilen konfor elde edilebilmesi için, kullanılacağı ortam ile klimanın verilerinin uyumlu olması gereklidir.

3.3.2.EER (Energy Efficiency Ratio)

EER (Energy Efficiency Ratio), birim zamanda BTU biriminden soğutma veya ısıtma yapmak için harcanılan Watt biriminden enerjiye oranıdır. Verimi yüksek bir cihaz satın almayı düşünüyorsanız EER değerlerine mutlaka dikkat edilmesi gerekir.

3.3.3. COP (Coefficient of Performance)

COP (Coefficient of Performance) Performans Katsayısı, birim zamanda yapılan ısıtma-soğutma miktarının harcadığı enerjiye oranıdır. Aylık elektrik sarfiyatınızla yakından ilgili olduğu için bu değerlere dikkat ediniz.

3.3.4. SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio)

SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio) yada Mevsimsel Enerji Verimlilik Oranı anlamına gelmektedir. SEER: bir mevsimdeki soğutma miktarının (BTU) bir mevsimdeki enerji girdisine (kWh) oranıdır. SEER değeri düşük bir cihaz seçmeniz elektrik tüketiminize olumsuz yansıtacaktır.

BÖLÜM 4

EKSERJİ VE TERMOEKONOMİK ANALİZ

4.1.EKSERJİ VE TANIMLARI

Belirli bir haldeki sistemin yapabileceği en çok iş (Çengel).

Tersinmez sistemler veya süreçlerde, entropi üretiminin neden olduğu kullanılabilir enerji kaybını belirleyen bir ifadedir (Hepbaşlı, 2008).

Bir Termodinamik sistemin ekserjisi, sistemin sadece çevresiyle etkileşim Durumunda, sistemin çevresiyle tümüyle termodinamik denge haline gelirken elde edebilecek maksimum teorik yararlı iş olarak tanımlanır (Tsatsaronis, 2007).

Bir enerji şeklinin ya da maddenin ekserjisi, onun çevre üzerinde değişim yapabilme potansiyeli, kalitesi ya da kullanışlılığının bir ölçüsüdür (Dinçer, 2002).

Sistemin çevresiyle etkileşimi sonucu, ısı transferinin sadece çevresiyle olması durumunda elde edilebilecek maksimum teorik iştir (Bejan, 1996).

Herhangi bir maddenin çevresiyle tersinir anlamda termodinamik denge haline gelmesi esnasında elde edilebilecek maksimum iştir (Szagut, 1988).

Soğutucu akışkanlarda, sıvılarda ya da bir kütlede, herhangi bir referans ortama göre varolan dengesizliğin neden olduğu iş potansiyelidir (Ahem, 1980).

Enerjinin tamamen diğer enerji şekillerine dönüşebilen kısmıdır (Rant, 1964).

Belirli bir haldeki sistemden elde edilebilecek kullanılabilir maksimum iş ekserji olarak tanımlanmaktadır. Bir sistemden elde edilebilecek en çok iş sistem belli bir başlangıç halinden tersinir bir hal değişimi ile çevrenin bulunduğu hale (ölü hale) getirilirse elde edilir. Tersinir hal değişimi; bir yönde gerçekleştikten sonra, çevrede herhangi bir iz bırakmadan tersi yönde gerçekleştirilebilen hal değişimidir.

Elde edilen bu işe, kullanılabilirlik veya ekserji denir. Bu tanım, bir makinenin termodinamik yasalarına ters düşmeden yapabileceği işin üst sınırını belirler.

Bir sistemin toplam ekserjisi, kinetik, potansiyel, ısıl ve kimyasal ekserjilerinin toplamına eşittir.

4.2.EKSERJİ ANALİZİ

Ekserji maksimum enerji olarak tanımlanmaktadır. Termodinamiğin birinci yasasına göre yapılan enerji analizi kullanılabilir maksimum enerji miktarını görmek açısından yetersiz Ekserji, kullanılabilir kalmaktadır. Bu nedenle herhangi bir sistemde kullanılabilir maksimum enerjiyi görmek açısından, termodinamiğin ikinci yasasına dayalı ekserji analizinin yapılması zorunludur. Böylelikle sistemin verilen enerjiye göre ne kadar verimli olduğunun yanı sıra, sistemden daha fazla ne kadar iş elde edilebileceği görülür. Bu sayede sistemde iyileştirme yapmak mümkün olabilir.

Ekserji analizinde, son halin sistemin ölü hali olduğu kabul edilmektedir. Bu halde, kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. Enerji ve ekserji analizi hesaplamalarında çeşitli entalpi ve diğer termodinamik bağıntıları, ilgili termodinamik tablolarından alınmalıdır

Ekserji analizinde sistemdeki nicel olarak ekserji kaybı hesaplanmalıdır. Bu yöntem bir gerçek iyileştirme yaklaşımı olmamasına rağmen sistemin ekserji verimliliğini tanımlar.

Potansiyel, mekanik ve elektrik enerjileri saf ekserjilerdir. Kimyasal ekserji ise yanmadaki kimyasal ayrışmayla ilgili olan ekserji değişimiyle tanımlanır. Isıl ekserji ise Carnot prosesinde tanımlanmış olan, elde edilebilecek maksimum mekanik enerjidir. Bu üretilen maksimum mekanik enerji, çevreyle olan sıcaklık farkından kaynaklanan ve kullanılan ısı enerjisidir. Kontrol hacmindeki olağan korunum sadece enerji, kütle ve türleri için uygulanabilir. Ekserjinin denkleminde ise kayıpların sonucunda meydana gelen tersinmezliklerin etkisi dikkate alınmalıdır. Fakat ekserji kaybının ortaya çıkmasıyla sistemdeki ekserjinin miktarı düşer. Kombine ısıl ve güç santralleri, ekserji dağılımının nasıl değiştiğine en iyi örnektir. Yakıttan ısı ve güç

üretilebilir. Fakat kombine üretimde, üretilen ısıdan ekserjinin en az şekilde harcanması uygundur.

Türbinlerdeki güç üretimi (ekserji eldesi) için yüksek kaliteli enerji kullanıldığında, nispeten düşük sıcaklıkta elde edilen atık enerjinin, düşük kalite enerjiler olarak kullanılması gerekecektir

Ölü hâl için 25°C ve 1 atm basınç koşulları kabul edilir. Sisteme net enerji transferi, giriş ve çıkışlardaki entalpi farkıyla bulunur. Sistemdeki ekserji kaybını bulmak için önce ekserji giriş ve çıkışları hesaplanır. Potansiyel ve kinetik enerjiler çok küçük olduğu için ihmal edilir

4.3.TERMOEKONOMİK ANALİZ

Termoekonomi ekserji analizi ile ekonomiyi birleştiren bir mühendislik dalıdır. Sistem dizaynı için önemli olan ancak klasik enerji analizi veya ekonomik yöntemler ile incelenemeyen konularda bilgi verir. Termoekonomiyi ekserji destekli masraf minimasyonu olarak ele alabiliriz. Termoekonomi ekserji konseptine dayandığı için ekserji analizi ve ekonominin bileşimini belirtmek için ekserjiekonomi terimi de kullanılabilir.

Sistemin termodinamik incelenmesi esnasında ekserji yok oluşu ve ekserji kaybı gibi sistemin verimi ile ilgili ölçüt getiren tanımlar oluşturulmuştur ancak çoğu zaman verimsizliklerin ne kadara mal olduğu bilinmek istenir. Bu giderler ile ilgili bilgi sahibi olmak sistemin pahasal verimini arttırmak için oldukça kullanışlıdır. Bu üretilen ürünün maliyetinin azalması manasına gelir.

Ek olarak eğer bir sistem birden çok ürüne sahipse her bir ürünün ayrı, ayrı maliyeti bilinmek istenir. Bu bir tesisatın çeşitli bölümlerinde elektrik gücünün, ısıtma suyunun, vb. ürün olarak üretilmesi ve diğer bölümlere aktarılması sebebi ile ciddi bir problemdir. Her bir bölümde üretilen maddeler ile ilgili gerçek tutarlar bilinmek istenir. Böylece son ürünlerin masrafı bulunur.

Buna göre termoekonomik analizin amacı

- a. Sistem tarafından birden fazla üretilen ürünlerin her birinin masraflarını hesaplamak
- b. Sistemdeki masrafların akışını belirlemek ve masraf dağılım sistemini benimsemek
- c. Tek bir bileşendeki belirli değişkenleri optimize etmek
- d. Sistem genelini optimize etmektir.

Masrafların seneden seneye değişiminden dolayı termoekonomik inceleme sırasında masrafların bir değere getirilmesi yaklaşımına gidilir. Bir sistemin detaylı termoekonomik iyileştirmesi analizinde

- a. Ekserjik verimler
- b. Ekserji yokolulumunu ve ekserji kayıpları
- c. Ekserji yok olum yüzdesi ve ekserji kayıp yüzdesi
- d. İlk yatırım maliyetleri ve işletme giderleri
- e. Ekserji yokolumunun parasal oranı
- f. Relatif parasal farkı
- g. Ekserjiekonom
- h. k faktörü hesaplanır.

Bir kaç elemandan oluşan termal sistemin parasal veriminin artırılması için aşağıdaki metodoloji kullanılabilir;

- a. Parasal öneme göre bütün elemanları azalan sıraya göresıralanması (Z+C değerleri)
- b. Bu toplamları yüksek olan elemanlar için dizayn değişikliğiningöze alınması
- c. Yüksek relatif parasal farka sahip elemanlara özellikle Z+C toplamı yüksekse özel önem gösterilmesi
- d. Ekserji yokolumunu arttıran ancak diğer elemanların ilk yatırım maliyetlerini ve yakıt harcamalarını azaltmaya yönelik bir faydası olmayan elemanları sistemden çıkarmanın göze alınması
- e. Nispeten düşük ekserjetik verime sahip veya nispeten yüksek ekserji yok olum

oranı, ekserji kaybı oranı olan elemanların ekserjetik verimlerinin arttırılması
Bu metodu uygularken termoekonomik değişkenlerin değerlerinin ısı
değiştirgeçleri, kompresör, türbin, pompa, kimyasal reaktör ve dahası gibi
eleman tipine dayandığına dikkat edilmelidir. Buna göre bir değerin yüksek
veya düşük olması ancak benzer elemanlar karşılaştırıldığı zaman anlam verir.
(Bejan, Tsatsaronis ve Moran, 1995)

BÖLÜM 5

DENEY DÜZENEĞİNİN İMALATI VE KULLANILAN MALZEMELER

Yapılan çalışmada öncelikle, kullanılan cihaz imalatı için İzmir'deki servislerden ikinci el split klima temini yapılmıştır. Daha sonra boyler imalatı için ise soğutma malzemesi satışını yapan firmalardan gerekli malzeme teminleri yapılarak cihazın imalatına İzmir'deki bir klima servisinde başlanmıştır. Söz konusu servisin ortam şartlarına göre ölçümler yapılarak hesaplamalar için gerekli veriler elde edilmiştir.

5.1. CİHAZ İMALATINDAKİ MALZEMELER VE GÖREVLERİ

5.1.1. Termostat

Termostat, sıcaklığı istenen ölçüde sabit tutabilen bir tür kontrol aracıdır. Sıcaklıktaki değişim, termostattaki duyarlı bir parçaya tesir ettiğinde bu parçanın elektrik veya basınç sinyali göndererek bir ısıtma veya soğutma sistemini kontrol etmesini sağlar. Şekil 5.1. de cihazda kullanılacak olan termostatın resmi verilmiştir. Termostat, cihaz üzerindeki sıcaklık ölçülerek cihazın belli basınçlar arasında çalışmasını ve cihazın güvenliğini sağlamak amacıyla kullanılmıştır. Dış ünite üzerinde bulunan dönüş borusundaki ısıyı ölçerek dış ünite fan kontrolünü sağlar. Bu şekilde cihazın kondenzasyon basıncını yaklaşık 4.5 bar soğutmada dengede tutar. Dış ünite fanını yaklaşık olarak 55 °C de çalıştırdıktan sonra 35°C de kapatarak dış ünite kondenzasyon basıncını dengede tutmaya çalışır.



Şekil 5.1. Termostat.

5.1.2. Vana

Boru tesisatlarında kullanılan hat kesme ara elemanıdır. Boru çaplarına, sistemin şekline ve sistem basıncına göre şekli ve ismi değişiklik gösterir. Şekil 5.2. de deney cihazlarında kullanılan vana görülmektedir. Soğutucu akışkan akışını kapatıp açmak amacıyla kullanılır. Cihazın boyler bağlantılarını yapmak ve boyleri devre dışı bırakmak amacıyla soğutucu akışkan yollarının açılıp kapanmasını sağlar. Bu işlem elektronik bir kontrol sistemiyle elektronik üç yollu vana kullanılarak da yapılabilir.



Şekil 5.2. Vana.

5.1.3. Rakor

Boru kullanılan tesisatlarda iki boruyu döndürmeden birbirine bağlanmasını sağlayan parçadır. Şekil 5.3. de rakor gösterilmiştir. İki farklı soğutucu akışkan borusunun birbirine bağlanması amacıyla kullanılır. Boylerin cihazın dış ünitesi üzerine sökülüp takılabilmesi amacıyla kullanılmıştır.



Şekil 5.3. Rakor.

5.1.4. Varil

İçerisinde sıvı saklamak amacıyla kullanılan kaptır. Sistemde kullanma sıcak suyunu sağlayabilmek amacıyla boyler yerine kullanılmıştır. Şekil 5.4. da cihazda kullanılan boyler gösterilmiştir.



Şekil 5.4. Varil (40 Lt).

5.1.5. İzolasyon Malzemesi

Elastomerik kauçuk köpük % 95 den fazla kapalı hücre yapısına sahiptir.UV dayanımlı ve yağlara karşı dirençlidir. Isıtma soğutma sistemlerinde, tüm yalıtım ihtiyaçlarında kullanılabilir. Isı kayıplarının ortadan kaldırılmasında mükemmel sonuç sağlar. Bir tarafı yapışkanlıdır, boyler yerine kullanılacak olan varilin üzerinde ısı kaybını önlemek amacıyla kullanılmıştır. Şekil 5.5. de cihazda kullanılan izolasyon malzemesi gösterilmiştir. Şekildeki sarı renkli kısım yapışkanlı yüzeydir.



Şekil 5.5. İzolasyon malzemesi.

5.1.6. Bakır Boru

Akışkan iletimini sağlamak amacıyla kullanılır. Varilden boyler imalatında kullanılır ve dış üniteye meydana gelen kızgın soğutucu akışkanın ısısının boylere transferini sağlar.



Şekil 5.6. Bakır boru.

5.1.7. İç Ünite

Split klimalarda ısıtma soğutma işlevinin mekân içerisine aktarılması amacıyla kullanılmaktadır. Soğutma sisteminde, soğutucu akışkanın sıvı olarak girip gaz olarak maddeden çekildiği bölümdür. Soğutucu akışkan, evaporatörün kanallarına girince soğur. Soğuma sonucunda ısıyı ortamdan absorbe ederken de kaynamaya başlar ve buharlaşır. Bu işlemde evaporatör, tüm sistemin genel amacını (soğutma) gerçekleştirir.



Şekil 5.7. İç ünite.

5.1.8. Dış Ünite

Yoğuşturucu kondenser veya kondansör ismi ile de anılmaktadır. Soğutucu sistemlerde soğutmayı sağlayan maddenin gaz olarak girdikten sonra ısısını çevreye vererek sıvı hale geçtiği bölümdür. Akışkanların genleşme farkından yararlanarak ısıtma soğutma işlevini ortaya çıkarır.



Şekil 5.8. Dış ünite.

5.2. CİHAZIN İMALATI

5.2.1. Boylerin İmalatı

40 Lt varil üzerine bir tarafı yapışkanlı olan 1 cm kalınlığındaki izolasyon yapıştırılarak varil izolasyonu yapılmıştır. Daha sonra yaklaşık 18 metre uzunluğundaki 3/8 “ çaptaki bakır boru kıvrılarak 40 Lt varilin içerisine konulmuştur. Bakır boru, varil üzerine açılan 2 delik içerisinden geçirilerek uçlarına havşa açılıp takılan 2 rakor ile cihaza bağlanmıştır.



Şekil 5.9. Isı yalıtımı yapılmış varil.



Şekil 5.10. Boylerin oluşturulması.

5.2.2.Dış Ünitenin İmalatı

Dış ünitedeki R22 soğutucu akışkanın ozon tabakasına zarar vermemesi amacıyla soğutucu akışkan, toplama aparatıyla likit tanklarına toplanmıştır. Daha sonra dış ünite kapakları sökülerek kompresör üzerindeki basma borusu oksijen kaynağı yardımıyla yerinden çıkartılmıştır. 2 adet dirsek ile bakır borular oksijen kaynağı yardımıyla dış ünite arka kapak üzerine açılan 2 delik içerisinden dışarı çıkartılmıştır.

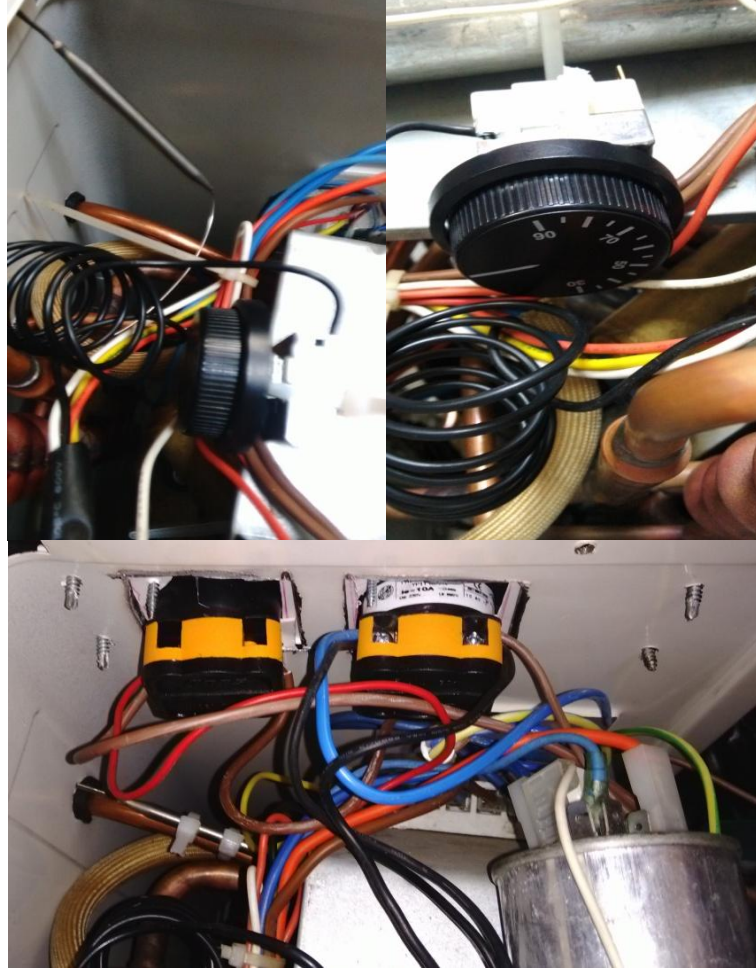


Şekil 5.11. Dış ünite.



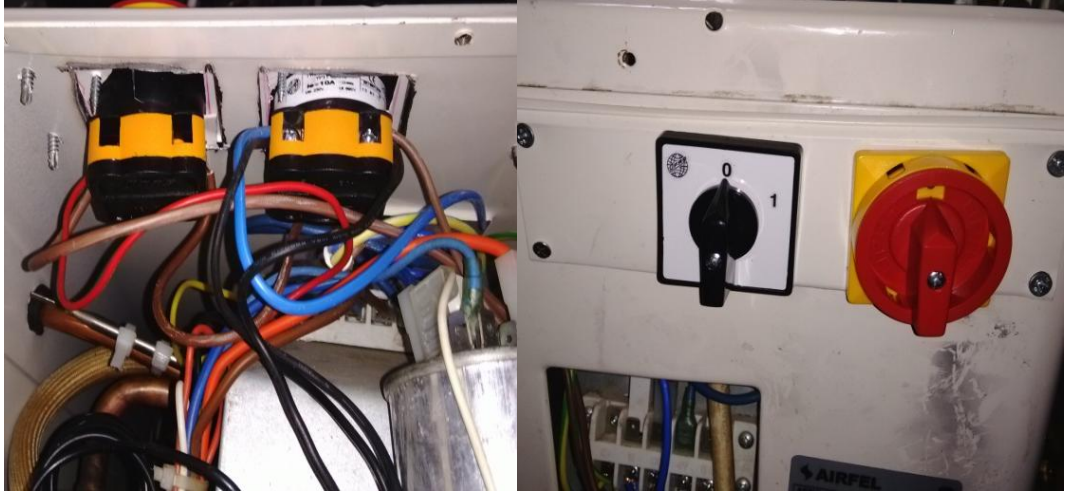
Şekil 5.12. Dış ünite, vana ve boyler bağlantıları.

Oksijen kaynağı yardımıyla dış ünitenin dışına çıkartılan borular üzerine bakır T yardımıyla vanaların bağlanılacak olduğu alt yapı bağlantıları oluşturulmuştur. Bu bağlantıların uçlarına havşa açılarak rekor yardımıyla vana bağlantıları yapılmış, daha önceden hazırlanmış olan boyler vana uçlarına bağlanmıştır.



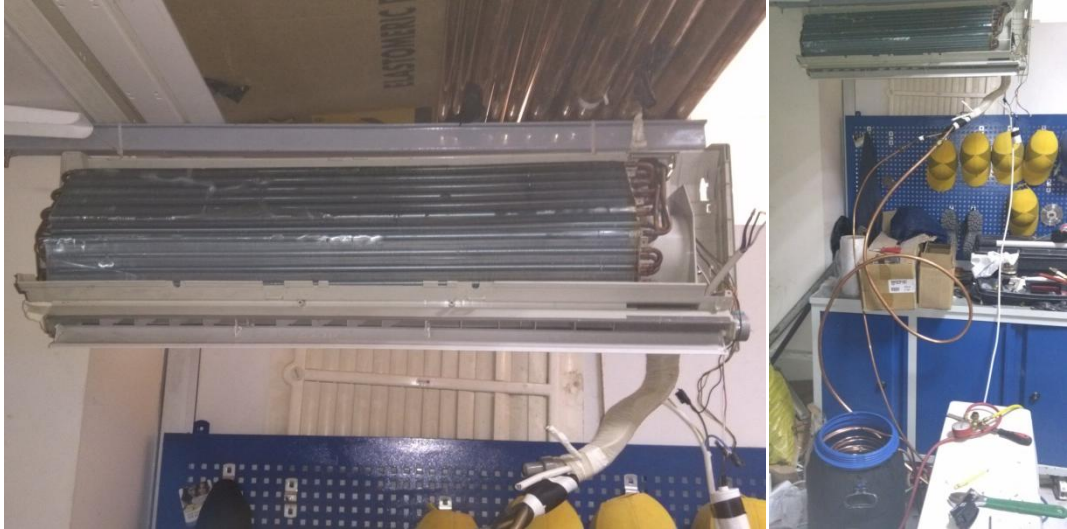
Şekil 5.13. Dış ünite termostat bağlantısı.

Termostat, cihaz üzerindeki sıcaklık ölçülerek cihazın belli basınçlar arasında çalışmasını ve cihazın güvenliği amacıyla kullanılmıştır.



Şekil 5.14. Elektrik bağlantıları.

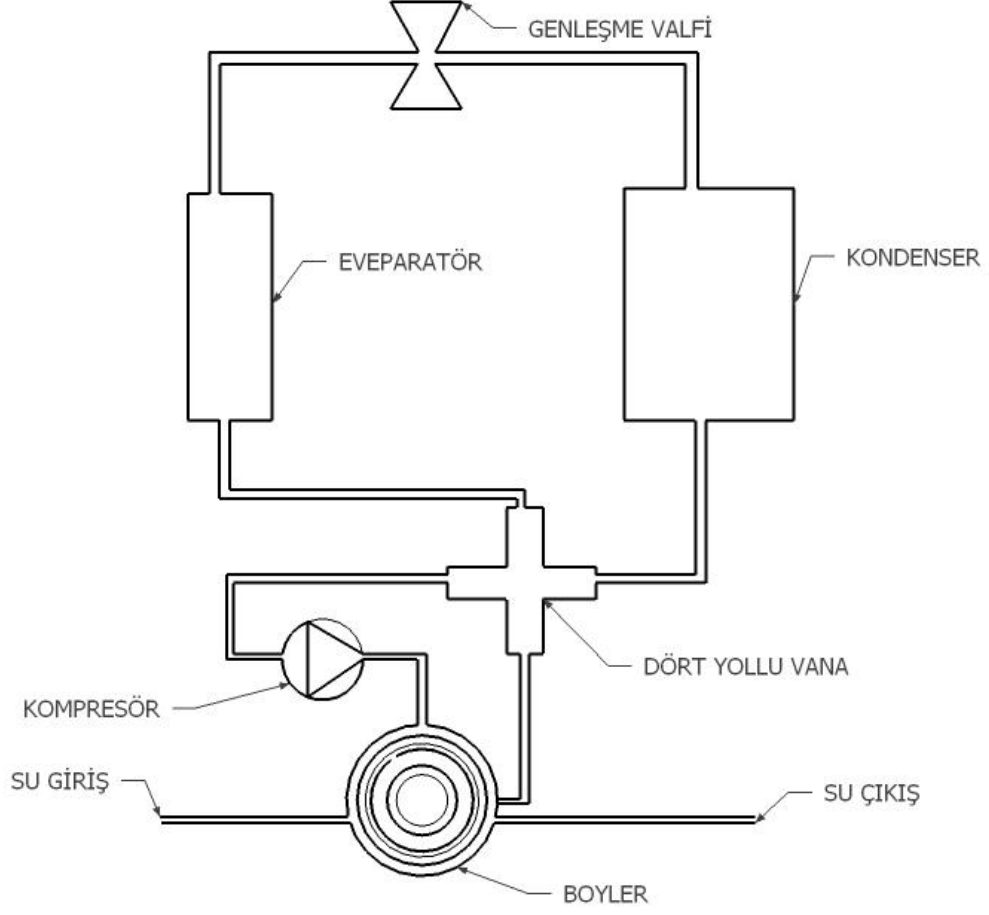
Cihaz üzerinde sıcak soğuk seçimini sağlayabilmek amacıyla bir şalter konularak manuel olarak sıcak soğuk seçimi sağlanmıştır. Cihazın acil durumlarda kapatılabilmesi amacıyla bir acil durum şalteri besleme bağlantıları üzerine konulmuştur.



Şekil 5.15. Bağlantıların tamamlanması.

Cihazın iç ve dış ünite arasındaki bakır boru ve kabloların bağlantıları yapıldıktan sonra vakum ve manifold yardımıyla cihazın vakumlama işlemi yapılarak kaçak kontrolü yapılmıştır. Cihaza hassas terazi yardımıyla cihaz üzerindeki fabrikasyon soğutucu akışkan miktarı ve boyler için kullanılan bakır boru metresi başına 0,15 gr R22 soğutucu akışkan ilavesi yapılmıştır.

Bu şekilde cihazın soğutucu akışkanı tamamlandıktan ve cihazın elektrik bağlantıları kontrol edildikten sonra test çalıştırılmasına başlanılmıştır.



Şekil 5.16. Cihazın teknik çizimi.

BÖLÜM 6

CİHAZIN TEST ÇALIŞTIRMASI VE VERİLERİN TOPLANMASI

Cihaz, şebeke elektriğine bağlandıktan sonra cihaz üzerindeki acil durum şalterinden çalıştırılmıştır. Cihazın soğutma modunda çalıştırılabilmesi için dış ünite üzerindeki by-pass vanası açık, boyler gidiş dönüş vanaları kapalı konumdadır. Kompresör, sistemdeki R22 soğutucu akışkanını basınçlandırarak genişleme valfi aracılığıyla kondenser üzerinde sıkıştırarak ısınan soğutucu akışkanın ısınıp dış havaya fan yardımıyla ısıyı transfer etmeye çalışır. Genleşme valfinden sıvı likit olarak çıkan R22 soğutucu akışkanı, evaporatör üzerinde tekrar genişlemeye başlayarak iç ortamdaki ısıyı emerek ortamı soğutur. Boylerli konumda by-pass vanası kapalı, boyler gidiş dönüş vanaları ise açık olmak zorundadır. Boylerli konumda kompresörle dış kondanserde sıkıştırarak ısınan soğutucu akışkanın dış havaya transfer edilecek olan ısı, kondenser öncesinde boylere yönlendirilerek dış ortama transfer edilmek yerine boylerdeki suya transfer edilir. Hem elektrik tasarrufu dolayısıyla cihazda verim artışı olur hem de COP değerini yükselir. Cihazın öncelikle normal soğutma modunda çalıştırıldıktan sonra dış ünite üzerindeki termostat ayarı manometredeki basınç göstergesi takip edilerek yapılmıştır. Cihazın belirlenen noktalardan lazer termometre yardımıyla sıcaklık değerleri ve pens ampermetre yardımıyla dış ünite besleme kabloları üzerinden çektiği amper değerleri alınmıştır. Alınan tüm değerler aşağıdaki tabloda mevcuttur. Cihaz ilk olarak soğutma modunda ikinci olarak ısıtma modunda çalıştırılmıştır.



Şekil 6.1. Dış ünite boyler soğutucu akışkan giriş-çıkış sıcaklıkları.



Şekil 6.2. İç ünite üfleme sıcaklığı.



Şekil 6.3. Dış ünitenin çektiği amper.



Şekil 6.4. Boyler sıcaklığı.



Şekil 6.5. Dış ünite kondenser sıcaklığı.

Çizelge 6.1.Cihaz boylerli çalışma verileri.

TARİH	CİHAZ BOYLERLİ ÇALIŞMA VERİLERİ										
	Çektiği Amper	Boyer Gaz Giriş Sıcaklığı	Boyer Gaz Giriş Basıncı	Boyer Gaz Çıkış Sıcaklığı	Boyer Gaz Çıkış Basıncı	Boyer Sıcaklığı	Kondenser Sıcaklığı	Kondenser Giriş Sıcaklığı	Kondenser Giriş Basıncı	Kondenser Çıkış Sıcaklığı	Kondenser Çıkış Basıncı
SOĞUTMA MODUNDA											
26.08.2014	7,9	90	22	43	21	48	40	43	21	35	19
27.08.2014	8	95	23	44	22	49	42	44	22	36	19
ISITMA MODUNDA											
28.10.2014	5	21	16	18	14	18	13	26	4	12	3,5
29.10.2014	6	43	17	24,7	15	30	9	27	5	8	4
30.10.2014	6,5	47	17	25,6	15	36	8	30	5	7	4,2
01.11.2014	7,2	53	18	30	16	40	8	34	6	7	4,4

TARİH	CİHAZ BOYLERLİ ÇALIŞMA VERİLERİ												
	Dış Ortam Sıcaklığı	Dış Ünite Üfleme Sıcaklığı	İç Ortam Sıcaklığı	İç Ünite Üfleme Sıcaklığı	Eveparatör Giriş Sıcaklığı	Eveparatör Giriş Basıncı	Eveparatör Çıkış Sıcaklığı	Eveparatör Çıkış Basıncı	Eveparatör Sıcaklığı	Kompresör Giriş Sıcaklığı	Kompresör Giriş Basıncı	Kompresör Çıkış Sıcaklığı	Kompresör Çıkış Basıncı
SOĞUTMA MODUNDA													
26.08.2014	35	38	30	12	4	6	8	4	6	12	4,50	90	22
27.08.2014	34	38	29	12	4	6	8	4	6,3	12	4,20	95	23
ISITMA MODUNDA													
28.10.2014	15	12	16	22	18	8	16	14	22	4	3,30	35	17
29.10.2014	16	11	17	24	20	8	17	15	24	6	3,50	50	18
30.10.2014	15	12	19	28	21	8	19	15	29	6	3,60	55	18
01.11.2014	14	12	20	32	24	8	24	16	33	7	3,80	60	19

Çizelge 6.2. Cihaz boylersiz çalışma verileri.

TARİH	CİHAZ BOYLERLİ ÇALIŞMA VERİLERİ									
	Çektiği Amper	Kondenser Sıcaklığı	Kondenser Giriş Sıcaklığı	Kondenser Giriş Basıncı	Kondenser Çıkış Sıcaklığı	Kondenser Çıkış Basıncı	Dış Ortam Sıcaklığı	Dış Ünite Üfleme Sıcaklığı	İç Ortam Sıcaklığı	
SOĞUTMA MODUNDA										
26.08.2014	9,8	48	95	22	43	21	35	45	29	
27.08.2014	10,2	46,6					33	34,4	28,8	
ISITMA MODUNDA										
28.10.2014	8	20,5					15	20	17	
29.10.2014	10	15,5					15,4	14,5	19	
30.10.2014	11	15					15,4	14,3	22	
01.11.2014	10	15					15,5	14,3	21	

TARİH	CİHAZ BOYLERLİ ÇALIŞMA VERİLERİ									
	Eveparatör Giriş Sıcaklığı	Eveparatör Giriş Basıncı	Eveparatör Çıkış Sıcaklığı	Eveparatör Çıkış Basıncı	İç Ünite Üfleme Sıcaklığı	Eveparatör Sıcaklığı	Kompresör Giriş Sıcaklığı	Kompresör Giriş Basıncı	Kompresör Çıkış Sıcaklığı	Kompresör Çıkış Basıncı
SOĞUTMA MODUNDA										
26.08.2014	6	4,50	12	4,50	12	8	14	4,80	98	22
27.08.2014					14,5	9,1				
ISITMA MODUNDA										
28.10.2014					45	59				
29.10.2014					55	68				
30.10.2014					40	72				
01.11.2014					42	70				

BÖLÜM 7

SİSTEMİN TERMOEKONOMİK VE TERMODİNAMİK ANALİZİ

İki sistemin (boylerli ve boylersiz) termo ekonomik ve termodinamik analizi yapılabilmesi için sistemlerin enerji ve ekserjilerinin bulunup karşılaştırılması gerekir. Sistemlerde ölü hal için 25 °C ve 1 atm kabul edilmiş ve bu şartlara göre başlangıç değerleri bulunmuştur.

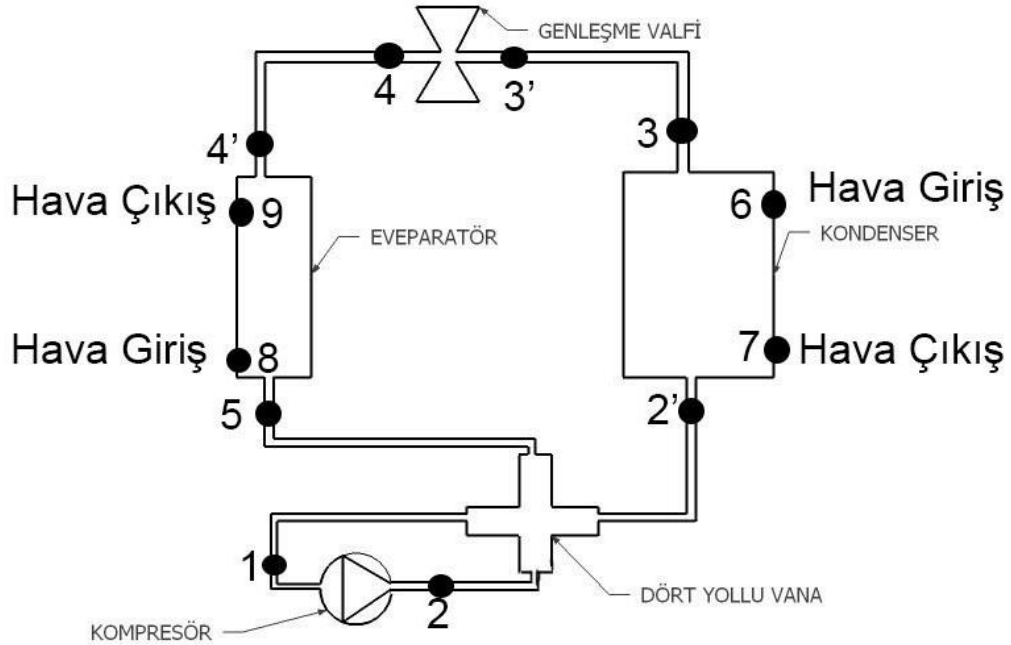
Ekserji hesaplamaları enerji ve ekserji verimlilik esasına dayanır. Enerji ve ekserji analizinden sistemlerde yer alan sistem akışları giriş ve çıkış kısımları belirlenir. Belirlenen bu sistemakışlarına göre elde edilen kütleli debi, basınç ve sıcaklık parametre verileri ile enerji - ekserji hesaplamaları, giriş ve çıkışlar baz alınarak yapılır. Termodinamiğin 1. Kanunu enerji korunumunu açıklar. Enerji girdi ve çıktılarının hesaplanması için önce kütle denkleminin de ortaya konması gerekir. Bulunan sonuçlarla enerji kalitesinin de belirlenmesi gerekir. Enerji kalitesi enerji kaynaklarının derecelendirilmesidir. Enerji kalitesi ekserjinin enerjiye olan oranıdır. Enerji kalitesi, 0 ile 1 aralığındadır. Enerji kalite oranının 1'i geçmesi, enerji üretiminin olduğu anlamına gelir ki bu Termodinamiğin 1. Kanunu'na aykırıdır. Bu oranın ayrıca 0'ın altına düşmemesi gerekir. Enerji kalitesinin yüksek olması enerji kaynaklarının çok iyi kullanılmadığı anlamına gelir. Ekserji analizi de tıpkı enerji analizi gibi dikkatlice gerçekleştirilmelidir. Ekserji analizinde Termodinamiğin 2.Kanunu uygulanır. Ekserji, maksimum faydalı iş olarak tanımlanır. Ekserji analizinde, son halin sistemin ölü hali olduğu kabul edilmektedir. Bu halde, kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. Enerji ve ekserji analizi hesaplamalarında çeşitli entalpi ve diğer termodinamik bağıntıları, ilgili termodinamik tablolarından alınmalıdır. Ekserji analizinde sistemdeki ekserji kaybı nicel olarak hesaplanmalıdır. Bu yöntem bir gerçek iyileştirme yaklaşımı olmamasına rağmen sistemin ekserji verimliliğini tanımlar. Potansiyel, mekanik ve elektrik enerjileri saf ekserjilerdir.

Kimyasal ekserji ise yanmadaki kimyasal ayrışmayla ilgili olan ekserji değişimiyle tanımlanır.

Isıl ekserji ise Carnot prosesinde tanımlanmış olan, elde edilebilecek maksimum mekanik enerjidir. Bu üretilen maksimum mekanik enerji, çevreyle olan sıcaklık farkından kaynaklanan ve kullanılan ısı enerjisidir. Kontrol hacmindeki olağan korunum sadece enerji, kütle ve türleri için uygulanabilir. Ekserjinin denkleminde ise kayıpların sonucunda meydana gelen tersinmezliklerin etkisi dikkate alınmalıdır. Fakat ekserji kaybının ortaya çıkmasıyla sistemdeki ekserjinin miktarı düşer.

Psikrometrik diyagram nemli havanın özelliklerini gösteren diyagramdır. Bu diyagramda nemli havanın, kuru termometre sıcaklığı, yaş termometre sıcaklığı, bağıl nemi, özgül nemi, entalpisi ve yoğunluğundan her hangi ikisini biliyorsanız diğer tüm özelliklerini bulabilirsiniz. Özellikle havalandırma ile uğraşanlar için çok önemli bir diyagramdır. Tez çalışmasında hesaplamalarda R22 soğutucu akışkanına ait bu diyagramdan faydalanılmıştır.

7.1. BOYLERSİZ CİHAZDA EKSERJİ HESABI



Şekil 7.1. Boylersiz cihaz için ölçüm noktaları.

Cihazda şekil 7.1. deki, belirlediğimiz noktalardan basınç ve sıcaklık değerlerini psikrometrik diyagramda bularak bunlara karşılık gelen entalpi ve entropi değerleri elde edilir. Bu elde edilen değerler hesaplamanın ana unsurudur.

Fakat psikrometrik diyagramdan, 6 °C ve 4,5 barda genleşme valfinin (expansion valf) çıkışın entropi değerini bulmak mümkün değildir. Çünkü bu bölgede soğutucu akışkanda hal değişimleri oluşmaktadır. Bu nedenle psikrometrik diyagramdan bulunan genleşme valfinin çıkışına ait entalpi değerlerinden faydalanılıp eşitlik (7.1) kullanılarak x sabiti bulunur. Bulunan x sabiti ve genleşme valfinin çıkışına ait sıvı ve buhar entropi değerleri yerlerine konulduğunda eşitlik (7.2) den bu noktaya ait entropi değeri (S₄) bulunur.

$$h_4 = h_{4\text{ sıvı}} + x (h_{4\text{ buhar}} - h_{4\text{ sıvı}}) \quad (7.1)$$

$$s_4 = s_{4\text{ sıvı}} + x (s_{4\text{ buhar}} - s_{4\text{ sıvı}}) \quad (7.2)$$

Cihazın üretici firma kataloğundan soğutma yükü 6.59 kw olarak alınmıştır. Bu bilgiye göre soğutucu akışkanın kütlesi (m_{R22}kg/s) için eşitlik (7.3) den faydalanılmalıdır. Eşitlikteki entalpi değerleri evaporatörün giriş ile çıkışındaki entalpilerdir. Evaporatör gücü olarak da ürüne ait üretici kataloğundaki soğutma gücü alınmıştır.

$$Q_E = \dot{m}_{R22} (h_5 - h_4) \quad (7.3)$$

$$\dot{m}_{R22} = (\text{Evaporatör için})$$

Soğutucu akışkanın kütlesi (m_{R22}kg/s)bulunduktan sonra eşitlik (7.4) den faydalanarak cihazdaki tüm bölgelerin enerjileri aşağıdaki eşitlikteki gibi bulunur.

$$Q_i = \dot{m} x h_i \quad (7.4)$$

Cihaz kataloğundan dış üniteye bir saatte ısı transfer edilen hava miktarı $2300 \text{ m}^3/\text{h}$ alınmıştır Havanın yoğunluğu $1,2 \text{ kg}'\text{dir}$. Kataloğa göre iç üniteye bir saatte ısı transfer edilen hava miktarı $746 \text{ m}^3/\text{h}$ alınmıştır

Sistemlerin ekserji analizi için belirlenen noktaların ekserji hesaplaması yapılması gerekir. Ekserji hesaplanırken eşitlik (7.5) kullanılır.

$$Ex_i = m_i ((h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0) + \frac{V_i^2}{2} + gz_i) \quad (7.5)$$

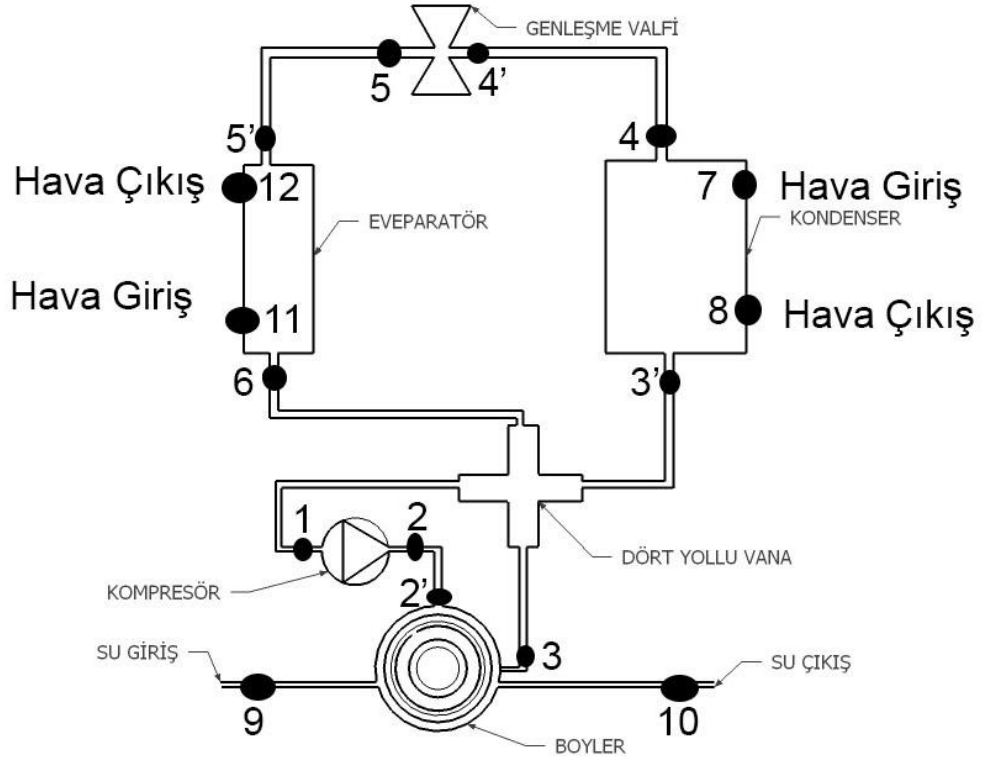
Fakat sistemin potansiyel ve kinetik enerjileri çok küçük olduğu için bu enerjiler ihmal edilir. Bunun sonucunda eşitlik (7.6) bulunur ve hesaplamalarda kullanılır.

$$\frac{V_i^2}{2} + gz_i = 0 \quad \text{olduğundan ;}$$

$$Ex_i = m_i ((h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0)) \quad (7.6)$$

Havanın ekserjisinin hesaplanması gerektiği bölgede, havanın ekserjisi 0 olduğundan eşitlik sonucu direkt 0 alınır.

7.3. BOYLERLİ CİHAZDA EKSERJİ HESABI



Şekil 7.2. Boylerli cihaz için ölçüm noktaları.

Boyerin montaj edildiği cihazda belirlediğimiz noktalardan basınç ve sıcaklık değerlerini psikrometrik diyagramda bunlara karşılık gelen entalpi ve entropi değerleri elde edilir. Bu elde edilen değerler hesaplamanın ana unsurudur. Diğer cihazdan farklı sisteme boylerin montajından dolayı yeni noktaların eklenmesidir.

Ayrıca cihazın çalışma verileri değiştiği için psikrometrik diyagramdan, $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve 6 barda genleşme valfinin (expansion valf) çıkışın entropi değerini bulmak mümkün değildir. Çünkü bu bölgede soğutucu akışkanda hal değişimleri oluşmaktadır. Bu nedenle psikrometrik diyagramdan bulunan genleşme valfinin çıkışına ait entalpi değerlerinden faydalanılıp eşitlik (7.1) kullanılarak x sabiti bulunur. Bulunan x sabiti ve genleşme valfinin çıkışına ait sıvı ve buhar entropi değerleri yerlerine konulduğunda eşitlik (7.2) den bu noktaya ait entropi değeri bulunur.

7.2.BOYLERSİZ CİHAZDA EKSERJİ DENGESİ VE VERİMİ

Cihazların yaptığı iş ile ilgili veriler elde edilebilmesi için üzerindeki parçaların yaptığı için bilinmesi gerekir. Bunun için eşitlik (7.7) kullanılır.

$$W_{comp} = \dot{m}_{R22} (h_2 - h_1) \quad (7.7)$$

Kompresörün yaptığı işin,elektriksel verim ile makine veriminin çarpımına oranı eşitlik (7.8) deki gibikompresörünelektriksel olarak yaptığı işi sonuç olarak verir.

$$W_{comp,el} = \frac{W_{comp}}{\eta_{el} \cdot \eta_{mac}} \quad (7.8)$$

Kompresörün toplam ekserjisikompresörün giriş ve çıkış noktalarındaki ekserji farkı ile elektriksel işin toplamına eşittir (7.9).

$$\dot{E}D_{comp} = (Ex_2 - Ex_1) + W_{comp,el} \quad (7.9)$$

Kompresörün ekserji verimi ekserji farklarının kompresörün elektriksel yaptığı işe bölümüdür (7.10).

$$\eta_{Ex,comp} = \frac{Ex_2 - Ex_1}{W_{comp,el}} \quad (7.10)$$

Kondenserin toplam ekserji farkı, kondensere girenler ile çıkanların toplam ekserji farkıdır. Yani hava ve soğutucu akışkanın kondensere girerken ki ekserjilerinin toplamının çıkarken ki ekserjilerinin toplamından farkıdır(7.11).

$$\dot{E}D_{cond} = (Ex_2' + Ex_6) - (Ex_3 + Ex_7) \quad (7.11)$$

Kondenserin ekserji verimi ise hava ve soğutucu akışkanın kondensere girerken ki ekserjilerinin toplamının çıkarken ki ekserjilerinin toplamına oranıdır (7.12).

$$\eta_{\text{Excond}} = \frac{\text{Ex}_3 + \text{Ex}_7}{\text{Ex}_{2'} + \text{Ex}_6} \quad (7.12)$$

Genleşme valfinin (expansion valfinin) toplam ekserjisi, genleşme valfine girenler ile çıkanların ekserji farkıdır. Yani soğutucu akışkanın genleşme valfinden çıkarkenki ekserjisinin girerken ki ekserjisinden farkıdır(7.13).

$$\dot{E}D_{\text{Expa}} = \text{Ex}_4 - \text{Ex}_{3'} \quad (7.13)$$

Genleşme valfinin (expansion valfinin) ekserji verimi, genleşme valfine girenler ile çıkanların oranıdır. Yani soğutucu akışkanın genleşme valfine girerken ki ekserjisinin çıkarken ki ekserjisine oranıdır (7.14).

$$\eta_{\text{Exexpa}} = \frac{\text{Ex}_{3'}}{\text{Ex}_4} \quad (7.14)$$

Evaporatördeki toplam ekserji, evaporatöre girenler ile çıkanların toplam ekserji farkıdır. Yani hava ve soğutucu akışkanın evaporatöre girerken ki ekserjilerinin toplamının çıkarken ki ekserjilerinin toplamından farkıdır (7.15).

$$\dot{E}D_{\text{evap}} = (\text{Ex}_{4'} + \text{Ex}_8) - (\text{Ex}_5 + \text{Ex}_9) \quad (7.15)$$

Evaporatördeki ekserji verimi ise hava ve soğutucu akışkanın Evaporatöre girerken ki ekserjilerinin toplamının çıkarken ki ekserjilerinin toplamına oranıdır (7.16).

$$\eta_{\text{Ex evap}} = \frac{\text{Ex}_5 + \text{Ex}_9}{\text{Ex}_{4'} + \text{Ex}_8} \quad (7.16)$$

Cihazın toplam verimi, evaporatörün toplam ekserji farkının kompresörün elektriksel işine oranından bulunur(7.17).

$$\dot{\eta}_{\text{II}} = \frac{\dot{E}D_{\text{evap}}}{W_{\text{comp, el}}} \quad (7.17)$$

7.4. BOYLERLİ CİHAZDA EKSERJİ DENGESİ VE VERİMİ

Sisteme boyler eklendikten sonra sistemdeki ölçüm verileri değişmiştir. Bu yüzden cihazdaki tüm hesaplamalar tekrar boylersiz sistemdeki eşitlikleri kullanılarak tekrar yapılmaktadır. Fark olarak sisteme dahil edilen boylerin hesaplamalarının yapılması gerekir.

Boylerdeki toplam ekserji, boylere girenler ile çıkanların toplam ekserji farkıdır. Yani kullanma suyu ve soğutucu akışkanın boylere girerkenki ekserjilerinin toplamının çıkarkenki ekserjilerinin toplamından farkıdır (7.18).

$$E_{D_{\text{boyler}}} = (Ex_{2'} + Ex_9) - (Ex_3 + Ex_{10}) \quad (7.18)$$

Boylerdeki ekserji verimi ise kullanma suyu ve soğutucu akışkanın boylere girerkenki ekserjilerinin toplamının çıkarkenki ekserjilerinin toplamına oranıdır (7.19).

$$\eta_{\text{Exboyler}} = \frac{Ex_3 + Ex_{10}}{Ex_{2'} + Ex_9} \quad (7.19)$$

7.5. TERMOEKONOMİK ANALİZ

Termoekonomik analiz sistemin üretim maliyetinin minimize edilebilmesi için kullanılır. Termoekonomik analiz yapılabilmesi için sistemin toplam maliyetinin güncel fiyatlardan hesaplanması gerekir. Araştırmanın yapıldığı zamandaki güncel fiyatlara göre analiz yapılmıştır. Toplam maliyet, sermaye maliyeti ile işletme maliyetinin toplamıdır (7.20). Sistemde işletme maliyeti olarak sadece elektrik gideri alınmıştır. Analizi yapılırken cihazın çalışma süresi olarak 2280 saat alınmıştır. Ayrıca maliyet olarak, 1500 TL klima ve 380 TL boyler olmak üzere 1880 TL sermaye maliyeti alınmıştır.

$$C_T = C_{\text{inv}} + C_{\text{op}} \quad (7.20)$$

Burada C_{inv} sermaye maliyeti, C_{op} işletme maliyeti ve C_T toplam maliyettir. Birim soğutma maliyetindeki sermaye maliyetini hesaplayabilmek için yatırım maliyetinin bir senelik sermaye maliyetine dönüştürülmesi gerekir. Bu işlemde sabit yıllık maliyet metodu ile yapılmıştır (7.21).

7.5.1.Boylersiz cihaz için termoekonomik analiz

C = Cihaz toplam maliyeti (1500TL)

i = Yıllık faiz (%10)

n = İşletme süresi (10 yıl)

$$C_{inv} = \frac{CRF \times C}{Q_c \times 2280} \quad (7.21)$$

Yıllık sabit sermaye metodu hesaplaması eşitlik (7.21) e göre yapılır. Burada C sistemin kurulum maliyeti, Q_c soğutma gücü ve CRF sermaye geri ödeme faktörüdür. CRF eşitlik (7.22) kullanılarak hesaplanır. Sistemin toplam çalışma saati 2280 olarak alınmıştır.

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (7.22)$$

Burada i yıllık faizi, n sistemin işletme süresini (yıl olarak) ifade eder. Yapılan sistemde yıllık faiz %10 ve işletme süresi 10 yıl olarak alınmıştır. Elektrik enerjisinin maliyeti birim soğutma gücü için harcama elektrik enerjisi fiyatıdır ve şu şekilde hesaplanır (7.23).

$$C_{op} = \frac{C_{el} \times P_{inp}}{Q_c} = \frac{C_{el}}{COP} \quad (7.23)$$

Burada C_{el} birim elektrik fiyatı, P_{inp} harcanan güç, Q_c soğutma gücüdür.

$$P_{inp} = \frac{\text{cihazın çeltiği amper} \times \text{volt}}{1000} \quad (7.24)$$

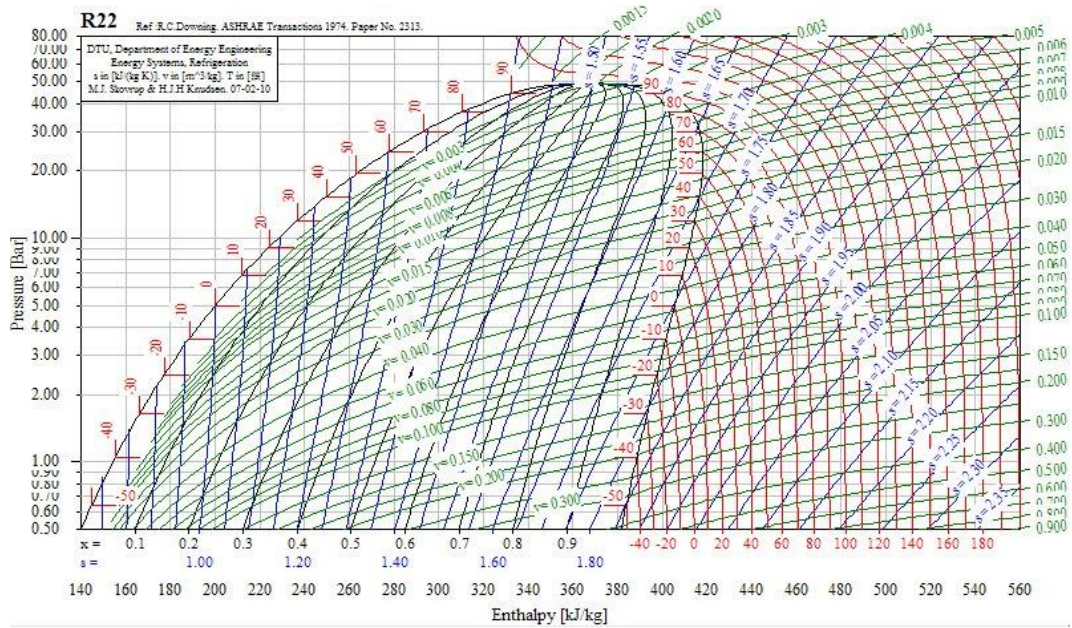
7.5.2.Boylerli Cihaz İinTermoekonomik Analiz

Boyler montajı yapılmış cihazın analizi içinde boylersiz cihaz analizine ait eşitlikler aynı şekilde kullanılır. Dikkat edilmesi gereken unsur, boyler maliyetinin toplam maliyete eklenmesi ve cihaza ait elektrik tüketimeindeki artışın hesaba dahil edilmesidir. Klimanın maliyeti 1500 TL ve boylerin maliyeti 380 TL olduğuna göre boylerli cihaza ait toplam maliyet 1880 TL'dir.

BÖLÜM8

SONUÇVEÖNERİLER

Psikrometrik diyagram nemli havanın özelliklerini gösteren diyagramdır. Bu diyagramda nemli havanın, kuru termometre sıcaklığı, yaş termometre sıcaklığı, bağıl nemi, özgül nemi, entalpisi ve yoğunluğundan herhangi ikisini biliyorsanız diğer tüm özelliklerini bulabilirsiniz. Özellikle havalandırma ile uğraşanlar için çok önemli bir diyagramdır. Tez çalışmasında hesaplamalarda R22 soğutucu akışkanına ait bu diyagramdan faydalanılmıştır.



Şekil 8.1. R22 soğutucu akışkanına ait psikrometrik diyagram.

8.1. BOYLERSİZ CİHAZ İÇİN EKSERJİ HESAPLAMASI

Cihazda belirlediğimiz noktalardan basınç ve sıcaklık değerlerini psikrometrik diyagramda bularak bunlara karşılık gelen entalpi ve entropi değerleri elde edildi. Bu elde edilen değerler ekserji hesaplamasının ana unsurudur.

Sistemlerde ölü hal için 25 °C ve 1 atm kabul edilmiş ve bu şartlara göre başlangıç değerleri bulunmuştur.

Çizelge 8.1. Ölü hal için T0, h0, s0 değerleri.

Ölü hal için alınan değerler			
Ref	R22	Su	Hava
To	298,15	298,15000	298,15
h0	429,532	104,89000	298,333
s0	1,984	0,36720	1,6958

Ölü hal ortamında ki değerler tespit edildikten sonra sistemdeki soğutucu akışkanın hal değişimine uğradığı noktaların entalpisi ve entropisi hesaplanması gerekir. Sistem için bu hesaplama aşağıdaki gibi yapılmıştır.

6 °C ve 4,5 bar için;

$$h_{4 \text{ sıvı}} = 207,092 \quad s_{4 \text{ sıvı}} = 1,025$$

$$h_{4 \text{ buhar}} = 410,662 \quad s_{4 \text{ buhar}} = 0,054$$

$$h_4 = h_{4 \text{ sıvı}} + x (h_{4 \text{ buhar}} - h_{4 \text{ sıvı}})$$

$$x = 0,228 \quad \%22,8$$

$$s_4 = s_{4 \text{ sıvı}} + x (s_{4 \text{ buhar}} - s_{4 \text{ sıvı}})$$

$$s_4 = 0,803$$

$$Q_E = \dot{m}_{R22} (h_5 - h_4')$$

$$\dot{m}_{R22} = 0,05151 \quad (\text{Evaporatör})$$

Yukarıdaki hesaplamalardan sonra bulunan entalpi ve entropi değerleri ile soğutucu akışkana ait psikrometrik diyagramdan bulunan değerler çizelge 8.2. de aşağıda verilmiştir.

Çizelge 8.2. Boylersiz cihaza ait bulunan değerler.

Boylersiz cihaz için bulunan değerler							
Nokta	Ekipman	Akışkan	T (°C)	P (bar)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Kompresör Giriş	R22	14	4,8	0,05151	415,777	1,792
2	Kompresör Çıkış	R22	98	22	0,05151	459,992	1,798
2'	Kondenser Giriş	R22	95	22	0,05151	457,26	1,791
3	Kondenser Çıkış	R22	43	21	0,05151	253,682	1,178
3'	Expansion Valf Giriş	R22	43	21	0,05151	253,682	1,178
4	Expansion Valf Çıkış	R22	6	4,5	0,05151	253,682	0,803
4'	Evaporatör Giriş	R22	6	4,5	0,05151	253,682	0,803
5	Evaporatör Çıkış	R22	12	4,5	0,05151	381,618	1,532
6	Kondenser giriş	Hava	35	1	0,76	308,23	1,727
7	Kondenser çıkış	Hava	45	1	0,76	318,282	1,7606
8	Evap giriş	Hava	22	1	0,2486	295,17	1,685
9	Evap çıka.	Hava	8	1	0,2486	281,2823	1,6369

Belirlenen noktaların enerjisini bulmak için çizelge 8.2. deki değerler kullanılarak eşitlik 7.3 deki formüle göre her bir noktanın hesaplamaları yapılır. Yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen değerler çizelge 8.3. e aşağıdaki gibi yazılmıştır.

Çizelge 8.3. Boylersiz cihaz için hesaplanan enerji değerleri.

Boylersiz cihazın noktalara göre enerji değerleri		
Nokta	Ekipman	Q (Kw)
1	Kompresör Giriş	21,416727
2	Kompresör Çıkış	23,694248
2'	Kondenser Giriş	23,553522
3	Kondenser Çıkış	13,067193
3'	Expansion Valf Giriş	13,067193
4	Expansion Valf Çıkış	13,067193
4'	Evaporatör Giriş	13,067193
5	Evaporatör Çıkış	19,657193
6	Kondenser giriş	234,254800
7	Kondenser çıkış	241,894320
8	Evap giriş	73,379262
9	Evap çıka.	69,926780

Cihaz kataloğundan dış ünite de bir saatte ısı transfer edilen hava miktarı $2300 \text{ m}^3/\text{h}$ alınmıştır. Havanın yoğunluğu $1,2 \text{ kg}$ olduğuna göre dış ünite hava kütlesi kilogram bölü saniye cinsinden;

$$\frac{2300 \cdot 1,2}{3600} = 0,76 \text{ kg/s}$$

Cihaz katalogundan iç ünite de bir saatte ısı transfer edilen hava miktarı 746 m³/h alınmıştır. Havanın yoğunluğu 1,2 kg olduğuna göre iç ünite hava kütlesi kilogram bölü saniye cinsinden;

$$\frac{746 \cdot 1,2}{3600} = 0,2486 \text{ kg/s}$$

Ekserji değerleri eşitlik (7.5) ten hesaplanır. Fakat mevcut sistemde potansiyel ve kinetik enerji ihmal edildiği için eşitlik (7.6) kullanılır. Bu eşitlik kullanılarak her noktanın tek tek ekserjileri hesaplanır. Hesaplanan değerler çizelge 8.4. da gösterilmiştir. Hesaplama yapılırken 6 noktasının değeri, havanın ekserjisi 0 olduğundan 0 olarak alınmıştır.

Çizelge 8.4. Boylersiz cihazda hesaplanan ekserji değerleri.

Boylersiz cihazın noktalara göre ekserji değerleri		
Nokta	Ekipman	Ex (Kw)
1	Kompresör Giriş	2,240165255
2	Kompresör Çıkış	4,425539184
2'	Kondenser Giriş	4,392317725
3	Kondenser Çıkış	3,320286323
3'	Expansion Valf Giriş	3,320286323
4	Expansion Valf Çıkış	9,079440802
4'	Evaporatör Giriş	9,079440802
5	Evaporatör Çıkış	4,473644494
6	Kondenser giriş	0
7	Kondenser çıkış	0,4782528
8	Evap giriş	0,014274612
9	Evap çıkı.	0,126968721

Boylersiz cihaza ait tespit edilen ve hesaplanan tüm değerler çizelge 8.5 de topluca verilmiştir.

Çizelge 8.5. Boylersiz cihaz için bulunan veriler ve hesaplamalar

Nokta	Ekipman	Akışkan	T (°C)	P (bar)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	Q (Kw)	Ex (Kw)
1	Kompresör Giriş	R22	14	4,8	0,05151	415,777	1,792	21,4167	2,240165
2	Kompresör Çıkış	R22	98	22	0,05151	459,992	1,798	23,6942	4,425539
2'	Kondenser Giriş	R22	95	22	0,05151	457,26	1,791	23,5535	4,392318
3	Kondenser Çıkış	R22	43	21	0,05151	253,682	1,178	13,0672	3,320286
3'	Expansion Valf Giriş	R22	43	21	0,05151	253,682	1,178	13,0672	3,320286
4	Expansion Valf Çıkış	R22	6	4,5	0,05151	253,682	0,803	13,0672	9,079441
4'	Evaporatör Giriş	R22	6	4,5	0,05151	253,682	0,803	13,0672	9,079441
5	Evaporatör Çıkış	R22	12	4,5	0,05151	381,618	1,532	19,6572	4,473644
6	Kondenser giriş	Hava	35	1	0,76	308,23	1,727	234,255	0
7	Kondenser çıkış	Hava	45	1	0,76	318,282	1,7606	241,894	0,478253
8	Evap giriş	Hava	22	1	0,2486	295,17	1,685	73,37926	0,014275
9	Evap çıkışı	Hava	8	1	0,2486	281,2823	1,6369	69,92678	0,126969

8.2.BOYLERSİZ CİHAZ İÇİN EKSERJİ DENGESİ VE VERİMİ

Sistemdeki bir noktaya giren ve çıkan ekserjilerin farkı o noktadaki ekserji kaybını verir, eşitlik (7.8). Fakat bu eşitlik sistemde yapılan iş yok ise geçerlidir. Eğer sistemde yapılan iş var ise ekserji farkına yapılan işin elektriksel değeri eklenir, eşitlik (7.9).

Kompresörün yaptığı iş;

$$W_{comp} = \dot{m}_{R22} (h_2 - h_1)$$

$$W_{comp} = 2,277 \text{ KW}$$

Kompresörün yaptığı işin elektriksel değeri;

$$W_{comp,el} = \frac{W_{comp}}{\eta_{el} \cdot \eta_{mac}}$$

$$W_{comp,el} = 2,875$$

Kompresörüne ekserji farkı ;

$$\dot{E}D_{comp} = (Ex_2 - Ex_1) + W_{comp,el}$$

$$\dot{E}D_{comp} = 9,540704$$

Kompresörün ekserji verimi;

$$\eta_{\text{Ex comp}} = \frac{\text{Ex}_2 - \text{Ex}_1}{W_{\text{comp,el}}}$$

$$\eta_{\text{Ex comp}} = 2,76013$$

Kondensenin ekserji farkı ;

$$\dot{E}D_{\text{cond}} = (\text{Ex}_{2'} + \text{Ex}_6) - (\text{Ex}_3 + \text{Ex}_7)$$

$$\dot{E}D_{\text{cond}} = 0,593779$$

Kondensenin verimi;

$$\eta_{\text{Excond}} = \frac{\text{Ex}_3 + \text{Ex}_7}{\text{Ex}_{2'} + \text{Ex}_6}$$

$$\eta_{\text{Excond}} = 0,864814$$

Genleşme valfinin ekserji farkı

$$\dot{E}D_{\text{Expa}} = \text{Ex}_4 - \text{Ex}_{3'}$$

$$\dot{E}D_{\text{Expa}} = 5,759154$$

Genleşme valfinin verimi;

$$\eta_{\text{Expa}} = \frac{\text{Ex}_{3'}}{\text{Ex}_4}$$

$$\eta_{\text{Expa}} = \frac{3,320286}{9,079441}$$

$$\eta_{\text{Expa}} = 0,365693$$

Evaporatör ekserji farkı;

$$\dot{E}D_{\text{evap}} = (Ex_{4'} + Ex_8) - (Ex_5 + Ex_9)$$

$$\dot{E}D_{\text{evap}} = 4,493102$$

Evaporatör ekserji verimi;

$$\eta_{\text{Ex evap}} = \frac{Ex_5 + Ex_9}{Ex_{4'} + Ex_8}$$

$$\eta_{\text{Ex evap}} = 0,505911$$

Boylersiz cihazda hesaplanan net verim;

$$\dot{\eta}_{\text{II}} = \frac{\dot{E}D_{\text{evap}}}{W_{\text{comp,el}}}$$

$$\dot{\eta}_{\text{II}} = 0,171513$$

Çizelge 8.6. Boylersiz cihazda hesaplanan iş, verim ve ekserji dengesi

Boylersiz sistemde bulunan değerler	
W_{comp}	2,277
$W_{\text{comp,el}}$	2,875
ED_{comp}	9,5407
$\eta_{\text{Ex comp}}$	2,7601
ED_{cond}	0,5937
$\eta_{\text{Ex cond}}$	0,8648
ED_{Expa}	5,7591
$\eta_{\text{Ex expa}}$	0,3656
ED_{Evap}	4,4931
$\eta_{\text{Ex evap}}$	0,5059
η_{II}	0,1715

8.3. BOYLERLİ CİHAZ İÇİN EKSERJİ HESAPLAMASI

Boyer montajı yapılmış cihazdaki ekserji hesaplamaları, boylersiz cihaz gibi yapılır. Fakat boylerin değerleri de hesaplama katılır.

4°C ve 6 bar için ;

$$h_{5 \text{ sıvı}} = 204,715 \quad s_{5 \text{ sıvı}} = 1,016$$

$$h_{5 \text{ gaz}} = 406,049 \quad s_{5 \text{ gaz}} = 1,738$$

$$h_5 = h_{5 \text{ sıvı}} + x (h_{5 \text{ buhar}} - h_{5 \text{ sıvı}})$$

$$x = 0,19 \quad \%19$$

$$s_5 = s_{5 \text{ sıvı}} + x (s_{5 \text{ buhar}} - s_{5 \text{ sıvı}})$$

$$s_5 = 1,153$$

Çizelge 8.7. Boylerli cihazda bulunan değerler

Boyerli cihaz için bulunan değerler							
Nokta	Ekipman	Akışkan	T (°C)	P (bar)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Kompresör Giriş	R22	12	4,5	0,038777	414,913	1,794
2	Kompresör Çıkış	R22	90	22	0,038777	452,289	1,778
2'	Boyer Giriş	R22	90	22	0,038777	452,289	1,778
3	Boyer Çıkış	R22	43	21	0,038777	405,618	1,643
3'	Kondenser Giriş	R22	43	21	0,038777	405,618	1,643
4	Kondenser Çıkış	R22	35	19	0,038777	243,101	1,145
4'	Expansion Valf Giriş	R22	35	19	0,038777	243,101	1,145
5	Expansion Valf Çıkış	R22	4	6	0,038777	243,101	1,153
5'	Evaporatör Giriş	R22	4	6	0,038777	243,101	1,153
6	Evaporatör Çıkış	R22	8	4	0,038777	413,048	1,798
7	Kondenser Giriş	Hava	35	1	0,76	308,23	1,727
8	Kondenser Çıkış	Hava	45	1	0,76	318,282	1,7606
9	Boyer Giriş	su	10	5	0,33	42,508	0,15104
10	Boyer Çıkış	su	40	5	0,33	167,97	0,57221
11	Evaporatör Giriş	Hava	22	1	0,2486	295,17	1,685
12	Evaporatör Çıkış	Hava	8	1	0,2486	281,2823	1,6369

Yukarıdaki tablodaki veriler kullanılarak eşitlik (7.4) e göre daha önceden belirlenen noktaların enerji hesaplamaları yapılır bu hesaplama sonuçları tabloda gösterilmiştir.

Çizelge 8.8. Boylerli cihaz için hesaplanan enerji değerleri.

Boyerli cihazın noktalara göre enerji değerleri		
Nokta	Ekipman	Q (Kw)
1	Kompresör Giriş	16,0889964
2	Kompresör Çıkış	17,5383179
2'	Boyer Giriş	17,5383179
3	Boyer Çıkış	15,7285661
3'	Kondenser Giriş	15,7285661
4	Kondenser Çıkış	9,42667767
4'	Expansion Valf Giriş	9,42667767
5	Expansion Valf Çıkış	9,42667767
5'	Evaporatör Giriş	9,42667767
6	Evaporatör Çıkış	16,0166777
7	Kondenser Giriş	234,2548
8	Kondenser Çıkış	241,89432
9	Boyer Giriş	14,02764
10	Boyer Çıkış	55,4301
11	Evaporatör Giriş	73,379262
12	Evaporatör Çıkış	69,9267798

Tablo veriler kullanılarak eşitlik (7.5) e göre daha önceden belirlenen noktaların ekserji hesaplaması yapılabilir. Fakat bu sistemdede potansiyel ve kinetik enerjiler çok küçük olduğu için ihmal edilmelidir. Bu yüzden hesaplamalar eşitlik (7.6) ya göre yapılmalıdır. Hesaplamaların sonuçları tabloda gösterilmiştir.

Çizelge 8.9. Boylerli cihaz için hesaplanan ekserji değerleri.

Boyerli cihazın noktalara göre ekserji değerleri		
Nokta	Ekipman	Ex (Kw)
1	Kompresör Giriş	1,62976931
2	Kompresör Çıkış	3,26407163
2'	Boyer Giriş	3,26407163
3	Boyer Çıkış	3,01509552
3'	Kondenser Giriş	3,01509552
4	Kondenser Çıkış	2,47073524
4'	Expansion Valf Giriş	2,47073524
5	Expansion Valf Çıkış	2,37824483
5'	Evaporatör Giriş	2,37824483
6	Evaporatör Çıkış	1,51120538
7	Kondenser Giriş	0
8	Kondenser Çıkış	0,4782528
9	Boyer Giriş	0,68181432
10	Boyer Çıkış	0,64556861
11	Evaporatör Giriş	0,01427461
12	Evaporatör Çıkış	0,12696872

8.4. BOYLERLİ CİHAZ İÇİN EKSERJİ DENGESİ VE VERİMİ

$$W_{comp} = \dot{m}_{R22} (h_2 - h_1)$$

$$W_{comp} = 1,449 \text{ KW}$$

$$W_{comp,el} = \frac{W_{comp}}{\eta_{el} \cdot \eta_{mac}}$$

$$W_{comp,el} = 1,8295$$

$$\dot{E}D_{comp} = (Ex_2 + Ex_1) + W_{comp,el}$$

$$\dot{E}D_{comp} = 6,723341$$

$$\eta_{Ex \text{ comp}} = \frac{Ex_2 - Ex_1}{W_{comp,el}}$$

$$\eta_{Ex \text{ comp}} = 0,893305$$

$$\dot{E}D_{boyler} = (Ex_{2'} + Ex_9) - (Ex_3 + Ex_{10})$$

$$\dot{E}D_{boyler} = 0,285222$$

$$\eta_{\text{Exboiler}} = \frac{\text{Ex}_3 + \text{Ex}_{10}}{\text{Ex}_{2'} + \text{Ex}_9}$$

$$\eta_{\text{Exboiler}} = 0,927717$$

$$\dot{\text{E}}\text{D}_{\text{cond}} = (\text{Ex}_{3'} + \text{Ex}_7) - (\text{Ex}_4 + \text{Ex}_8)$$

$$\dot{\text{E}}\text{D}_{\text{cond}} = 0,066107$$

$$\eta_{\text{Excond}} = \frac{\text{Ex}_4 + \text{Ex}_8}{\text{Ex}_{3'} + \text{Ex}_7}$$

$$\eta_{\text{Excond}} = 0,978074$$

$$\dot{\text{E}}\text{D}_{\text{Expa}} = \text{Ex}_5 - \text{Ex}_{4'}$$

$$\dot{\text{E}}\text{D}_{\text{Expa}} = -0,09249$$

$$\eta_{\text{Expa}} = \frac{\text{Ex}_{4'}}{\text{Ex}_5}$$

$$\eta_{\text{Expa}} = 1,03889$$

$$\dot{\text{E}}\text{D}_{\text{evap}} = (\text{Ex}_{5'} + \text{Ex}_{11}) - (\text{Ex}_6 + \text{Ex}_{12})$$

$$\dot{\text{E}}\text{D}_{\text{evap}} = 0,754345$$

$$\eta_{\text{Ex evap}} = \frac{\text{Ex}_6 + \text{Ex}_{12}}{\text{Ex}_{5'} + \text{Ex}_{11}}$$

$$\eta_{\text{Ex evap}} = 0,684707$$

$$\dot{\eta}_{\text{II}} = \frac{\dot{\text{E}}\text{D}_{\text{evap}}}{W_{\text{comp,el}}}$$

$$\dot{\eta}_{\text{II}} = 0,412323$$

Çizelge 8.10. Boylerli sistem için bulunan iş, verim ve ekserji dengesi değerleri.

Boylersiz sistemde bulunan değerler	
W_{comp}	1,449
$W_{comp,el}$	1,8295
ED_{comp}	6,7233
$\eta_{Ex\ comp}$	0,8933
ED_{cond}	0,0661
$\eta_{Ex\ cond}$	0,9781
ED_{Expa}	0,0924
$\eta_{Ex\ expa}$	1,0388
ED_{Evap}	0,7543
$\eta_{Ex\ evap}$	0,6847
η_{il}	0,4123
$ED_{Boylers}$	0,2852
$\eta_{Ex\ boyler}$	0,9277

8.5.CİHAZLAR İÇİN TERMO EKONOMİK ANALİZ

Toplam maliyet = Sermaye maliyet + İşletme maliyeti

$$C_T = C_{inv} + C_{op}$$

Cihazın 2280 saat çalıştığı ve cihaza yapılan toplam ödeme 1880 TL bu ücretin 1500 TL si klima ücreti ve 380 TL si boyler ücretidir.

8.5.1. Boylersiz Cihaz İçin Termoekonomik Analiz

Yıllık yüzde 10 faizle 10 yıl işletme süresi ve 1500 TL alınan cihazın termoekonomik analizi aşağıdaki gibidir.

C = cihaz toplam maliyeti (1500TL)

i = yıllık faiz (%10)

n = İşletme süresi (10 yıl)

Sermaye geri ödeme faktörü;

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

$$CRF = 0,1627$$

Saatlik sermaye maliyeti;

$$C_{inv} = \frac{CRF \times \text{Toplam cihaz maliyeti}}{\text{Soğutma yükü} \times \text{Tahmini çalışma süresi}}$$

$$C_{inv} = \frac{CRF \times C}{Q_c \times 2280}$$

$$C_{inv} = 0,0162 \text{ TL/h}$$

Saatlik işletme maliyeti;

$$C_{el} = \text{birim elektrik fiyatı}$$

$$P_{inp} = \text{harcanan güç}$$

$$Q_c = \text{Soğutma gücü}$$

$$C_{op} = \frac{C_{el} \times P_{inp}}{Q_c} = \frac{C_{el}}{COP}$$

$$C_{op} = 0,1335 \text{ TL/h}$$

Saatlik toplam maliyet;

$$C_T = C_{inv} + C_{op}$$

$$C_T = 0,1497 \text{ TL/h}$$

8.5.2. Boylerli Cihaz İçin Termoekonomik Analiz

Boyer montajı yapılmış cihazdaki termoekonomik analiz, montaj yapılmamış şekliyle neredeyse aynıdır. Dikkat edilmesi gereken, cihaza eklenen boylerin ek bir maliyeti olduğu ve bunun cihaz maliyetine eklenmesi gerektiğidir. Diğer verilerden yıllık faiz ve işletme süresi aynıdır.

$C = \text{cihaz toplam maliyeti (1880TL)}$

$i = \text{yıllık faiz (\%10)}$

$n = \text{İşletme süresi (10 yıl)}$

Sermaye geri ödeme faktörü;

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

$$CRF = 0,1627$$

Saatlik sermaye maliyeti;

$$C_{inv} = \frac{CRF \times \text{Toplam cihaz maliyeti}}{\text{Soğutma yükü} \times \text{Tahmini çalışma süresi}}$$

$$C_{inv} = \frac{CRF \times C}{Q_c \times 2280}$$

$$C_{inv} = 0,0203 \text{ TL/h}$$

Saatlik işletme maliyeti;

$C_{el} = \text{birim elektrik fiyatı}$

$P_{inp} = \text{harcanan güç}$

$Q_c = \text{Soğutma gücü}$

$$P_{inp} = \frac{\text{cihazın çektiği amper} \times \text{volt}}{1000}$$

$$C_{op} = \frac{C_{el} \times P_{inp}}{Q_c} = \frac{C_{el}}{COP}$$

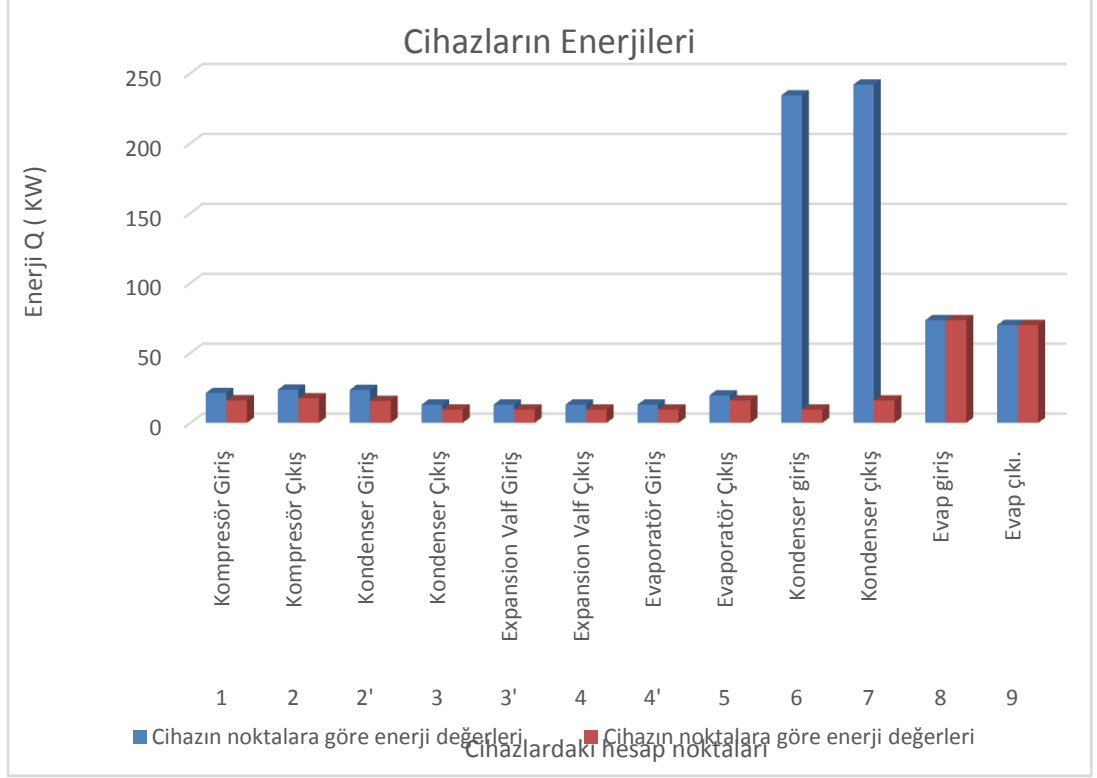
$$C_{op} = 0,1068 \text{ TL/h}$$

Saatlik toplam maliyet;

$$C_T = C_{inv} + C_{op}$$

$$C_T = 0,1271 \text{ TL/h}$$

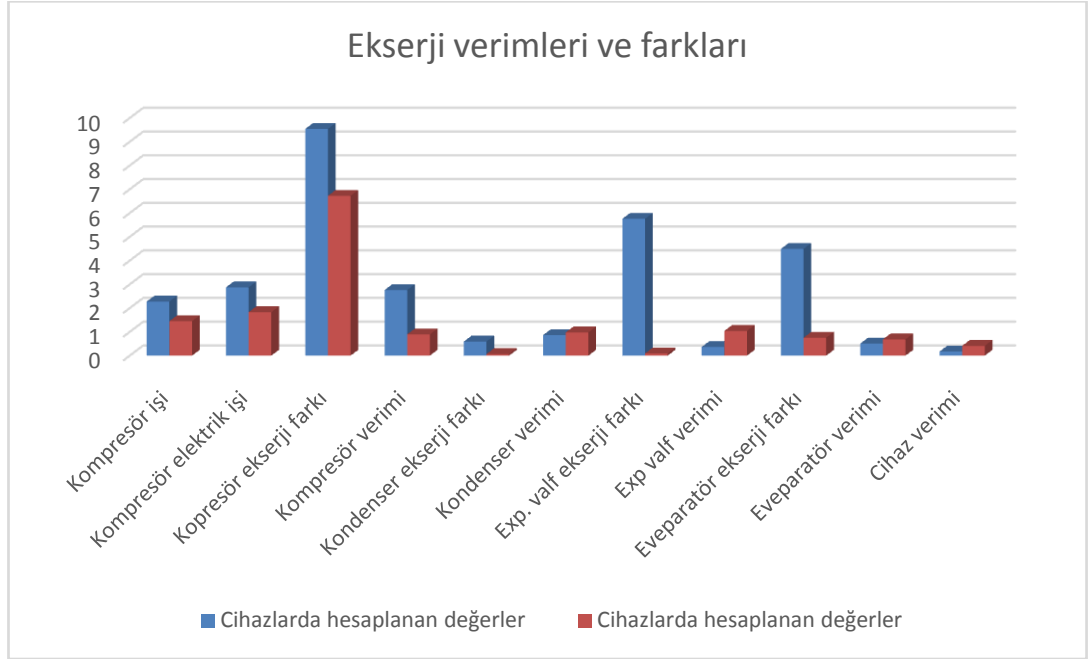
8.6. CİHAZLARDAN ELDE EDİLEN SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI



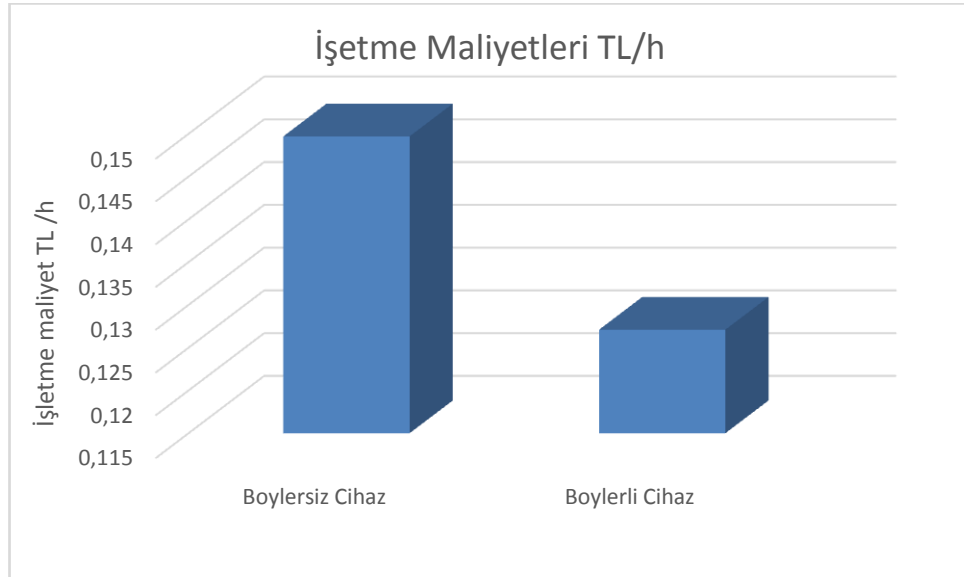
Şekil 8.2 Cihazların aynı bölgedeki enerjilerinin karşılaştırılması.



Şekil 8.3. Cihazların aynı bölgedeki ekserjilerinin karşılaştırılması.



Şekil 8.4. Aynı bölgelerde ekserji verimlerin ve farklarının karşılaştırılması.



Şekil 8.5. Cihazların saatlik işletme maliyetlerinin karşılaştırılması.

Bu çalışmada hava kaynaklı ısı pompası olan split klimaya boyler eklenerek sıcak su elde edilmesi sırasında, ısıtma sisteminin performans incelemesi yapılmıştır. Enerji ve ekserji analizleri birbirini tamamlar. Enerji kayıplarının önüne geçilmeye çalışılırken, aynı zamanda sistemdeki ekserjiekonomik yönden de incelenip

yorumlanmaya çalışılmıştır. Bu yorumlamanın sağlıklı bir şekilde yapılabilmesi için çeşitli veriler kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

Bu hesaplamalara göre, sisteme boyler eklenince; Kompresörün yaptığı iş, ekserji kaybı, ekserji dengesi ve verimi azalıyor. Kondenserin, expansion valfinin ve evaporatörün ekserji dengesi azalırken verimi artıyor. Toplamda cihazın verimi artıyor.

Bu hesaplamalarda elde edilen sonuçlar neticesinde standart cihazın soğutma yaparken verimi yaklaşık 0,18 iken boylerin montajından sonra soğutmada verimi 0,41 e çıkmıştır. Buda yaklaşık 2,5 katlık verim artışı demektir. Bu verim artışının en büyük nedeni belli sıcaklıklarda kondenser kullanılmadan soğutma yapılabilmesidir.

Cihazdaki verim artışı elektrik tüketiminde düşüşe ve kapasite yükselmesini sağlayarak kullanım sıcak suyunu ek bir masraf yapmadan üretmesini sağlamıştır. Sistemin elektrik enerjisi, satın alma ve toplam maliyetleri hesaplanmıştır. Harcanan elektriksel güç yardımıyla soğutma güçleri, satın alma maliyetleri ve enerji maliyetleride hesaplanmıştır. Hesaplama sırasında işletme süresi 10 yıl ve yıllık faiz %10 alınmıştır. Boylersiz cihazın maliyet 1500 TL civarında iken boylerli cihazın ki 1880 TL civarındadır. Bu veriler dikkate alındığında boylersiz bir cihazın toplam maliyeti (sermaye ve işletme maliyeti toplamı) 0,1497 TL/h bulunurken boylerli cihazınki 0,1271 bulunur. Buda yaklaşık olarak saat başına maliyetin %15 düşmesi demektir. Referans alınan standart çevre şartları da hesapları doğrudan etkilemektedir. Standart çevrenin termodinamik özellikleri ile sistemde kullanılan akışkanların termodinamik özellikleri arasındaki fark azaldıkça ekserji değerleri de azalır. Bu fark arttıkça ekserji değerleri de artar. Ekserji kayıplarının azaltılabilmesi için referans çevre şartına yakın özellikte akışkanlar kullanılarak sistemin tasarlanması gerekir.

Uygulamada yapılmış olan termoeconomik analiz sonucunda görünen odur ki bu sistemin kullanılması ile yeterli miktarda tasarruf sağlanmıştır. Sistemin ilk yatırım maliyetlerinin de düşük olduğu göz önüne alındığında, sistem bugünkü koşullarda elverişli olmaktadır. Çeşitli analiz yöntemleri ile enerji ve ekserji analizi yapılmış,

sonuç olarak bugünün şartlarında uygun olduğu ortaya çıkmıştır. Bu elde edilen değerler sistemin geliştirilmesi ile olumlu yönde değışecek ve sistem daha da elverişli bir hal alacaktır. Bu çalışmacihaz verimini artırırken aynı zamanda enerji tasarrufu sağlar ve bunun yanı sıra çevreye de olumlu etkileri vardır.

KAYNAKLAR

1. Öztürk, A. ve Kılıç, A., “Termodinamik Problemleri”, **Kıpaş**, İstanbul (1987).
2. Öztürk, A. ve Kılıç, A., “Termodinamik Tablolar ve Diyagramlar”, **Çağlayan Kitabevi**, İstanbul (1993).
3. Bilgen, E. and Takahashi, H., “Exergy analysis and experimental study of heat pump systems”, **Exergy an International Journal**, 2 : 259-265 (2002).
4. Büyüktür, A. R., “Termodinamik/Termodinamiğin Temel Yasaları”, **Birsen Yayınevi**, İstanbul (1992).
5. Çaka, D., ”Isıl sistem bileşenlerinin yatırım maliyetleri”, Yüksek Lisans Tezi, **İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul, 55 (2006).
6. Çengel, Y.A., and Boles, M.A., “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik”, **Literatür Yayıncılık, Thermodynamics: An Engineering Approach** , İstanbul, 867 (2007).
7. Dursun, B., “Soğuk iklim koşullarında ısı pompalarının kullanımı”, Yüksek Lisans Tezi, **Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Erzurum, 199 (2006).
8. Koç, M.Ü., “Yenilenebilir enerji kaynaklarının Türkiye’de yaz ve kış klimasında uygulama alanlarının belirlenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, **Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul, 148 (2002).
9. Niğdelioğlu, O., “Toprak kaynaklı ısı pompası dizaynı ve tekno-ekonomik performans analizi”, Yüksek Lisans Tezi, **Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Kütahya, 119 (2006).
10. Ozgener, O. and Hepbasli, A., “A review on the energy and exergy analysis of solar assisted heat pump systems”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews** 11: 482-496 (2007).
11. Tarakcıoğlu, A., “Sanayide atık ısıdan yararlanma yöntemleri”, Yüksek Lisans Tezi, **Y.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul, 114 (2006).
12. İnternet: Türkiye Elektrik Dağıtım Anonim Şirketi, “TEDAŞ, Elektrik Tarifeleri 01/04/2015 Tarihinden İtibaren Uygulanacak Elektrik Tarifeleri”, **<http://www.tedas.gov.tr/BilgiBankasi/Sayfalar/ElektrikTarifeleri.aspx>** (2015).

13. Ünver, Ü., ve Kılıç, M., “Bir kombine çevrim güç santralının termodinamik analizi”,*Mühendislik ve Makine*, 46(545): 47-56 (2005).
14. Yıldız, A. and Güngör, A., “Energy and exergy analyses of space heating in buildings”,*Applied Energy*, 86: 1939-1948 (2009).

ÖZGEÇMİŞ

Kenan SARİMEŞE 1983 yılında Kastamonu'da doğdu. İlk ve orta öğretimini Kastamonu ili Pınarbaşı ilçesinde tamamladı. Lise eğitimini Kastamonu Merkez Anadolu Ticaret Meslek Lisesinde tamamladı. 2003 Yılında Zonguldak Karaelmas Karabük Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Öğretmenliği bölüne başlayıp 2007 yılında tamamladı. Mezun olduğu yıl Adalet Bakanlığı Bilgi İşlem Daire Başkanlığı Taşra teşkilatında bilgisayar teknisyeni olarak göreve başladı. 2011 yılında Ahmet Yesevi üniversitesi Endüstri Mühendisliği Bölümünde eğitime başlayıp 2014 yılında tamamladı.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : İnönü Mah. Rauf Denктаş Cad.
Alperenler Sit. A blok Daire: 4
Merkez / KASTAMONU

Tel : (505)4307445
E-posta : k.sarimese@gmail.com