

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**



**ISI POMPASI DESTEKLİ ISI GERİ KAZANIM CİHAZININ
FARKLI SICAKLIKLARDAKİ PERFORMANS ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MEHMET MUSLU

BALIKESİR, MAYIS-2017

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**



**ISI POMPASI DESTEKLİ ISI GERİ KAZANIM CİHAZININ
FARKLI SICAKLIKLARDAKİ PERFORMANS ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MEHMET MUSLU

Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Nadir İLTEN

Yrd.Doç.Dr. Enver YALÇIN

Yrd.Doç.Dr. Asiye ASLAN

BALIKESİR, MAYIS-2017

KABUL VE ONAY SAYFASI

Mehmet MUSLU tarafından hazırlanan “**ISI POMPASI DESTEKLİ ISI GERİ KAZANIM CİHAZININ FARKLI SICAKLIKLARDAKİ PERFORMANS ANALİZİ**” adlı tez çalışmasının savunma sınavı 12.05.2017 tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği / ay-çokluğu ile Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Danışman
Doç.Dr.Nadir İLTEN

Uye
Yrd.Doç.Dr. Enver YALÇIN

Uye
Yrd.Doç.Dr. Asiye ASLAN



Jüri üyeleri tarafından kabul edilmiş olan bu tez Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca onanmıştır.

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü Doç. Dr. Necati ÖZDEMİR

Bu tez çalışması Balıkesir Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri tarafından 2015/232 no.'lu Proje ile desteklenmiştir.

ÖZET

**ISI POMPASI DESTEKLİ ISI GERİ KAZANIM CİHAZININ FARKLI
SICAKLIKLARDAKİ PERFORMANS ANALİZİ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MEHMET MUSLU
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI
(TEZ DANIŞMANI: DOÇ.DR.NADİR İLTEN)
BALIKESİR,MAYIS-2017**

Ülkemizde ve dünyada değişken soğutucu akışkan debili (VRF) iklimlendirme sistemlerinin kullanımı oldukça yaygınlaşmıştır. Ancak bu sistemlerde sadece ısıtma ve soğutma yükleri karşılanmakta olup taze hava ihtiyacı çoğunlukla ihmal edilmektedir. Bu problemi çözmek için taze hava ihtiyacı yoğun olan ortamlarda Isı Geri Kazanımlı Yerel Havalandırma (HRV) cihazları VRF ile birlikte devreye alınmıştır. Bu HRV cihazlarının ısıl etkinlikleri %35 ila %90 arasında değişebilmekte, bazı modellerde nem geçişine izin veren ısı değiştiriciler kullanılarak nem geri kazanımı da yapılabilmektedir.

Son yıllarda HRV cihazlarına havadan havaya ısı pompası eklenmek suretiyle etkinlik değerleri artırılmış, iç-dış hava değişiminden kaynaklanan konforsuzluklar ortadan kaldırılmıştır. Ayrıca küçük ortamlarda iç ısı yükünün bir kısmı da bu cihazlar ile karşılanabilir hale gelmiştir. Bu çalışmada ülkemizde üretilen bir ısı pompası destekli HRV cihazı Balıkesir yaz-kış koşullarında çalıştırılmış ve farklı sıcaklıklarda performans ölçümleri yapılmıştır.

ANAHTAR KELİMELER: Isı pompası, ısı geri kazanımı, HRV, performans katsayısı.

ABSTRACT

PERFORMANCE ANALYSIS OF HEAT PUMP ASSISTED HEAT RECOVERY DEVICE AT DIFFERENT TEMPERATURES

MSC THESIS

MEHMET MUSLU

BALIKESİR UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE

MECHANICAL ENGINEERING

(SUPERVISOR: ASSOC.PROF.DR.NADİR İLTEN)

BALIKESİR,2017

The use of variable refrigerant flow (VRF) air conditioning systems in our country and around the world has become very popular. However, in these systems while the heating and cooling loads are met and the fresh air need is often neglected. In order to solve this problem, fresh-air-intensive environments have been commissioned Heat Recovery Domestic Ventilation (HRV) devices together with VRF. The thermal efficiencies of these HRV devices can be range from 35% to 90%, and in some models moisture can be recovered by using heat exchangers that allow moisture transfer.

In recent years, air-to-air heat pumps have been added to HRV devices to increase efficiency values and to eliminate the discomforts caused by indoor-outdoor air exchange. In addition, some of the internal heat load in small environments has become affordable with these devices. In this study, a heat pump assisted HRV which is produced in our country was operated in Balıkesir summer and winter conditions and performance measurements were made at different temperatures.

KEYWORDS: Heat pump, heat recovery, HRV, coefficient of performance.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
ŞEKİL LİSTESİ.....	vi
TABLO LİSTESİ.....	vii
SEMBOL LİSTESİ.....	viii
ÖNSÖZ.....	ix
1. GİRİŞ	1
1.1.Literatür Araştırması.....	2
2. ISI GERİ KAZANIM SİSTEMLERİ	7
2.1 Çeşitli Isı Geri Kazanım Üniteleri.....	8
2.1.1 Serpantinli Isı Geri Kazanım Üniteleri.....	8
2.1.2 Tamburlu (Isı Tekerli) Isı Geri Kazanım Üniteleri.....	8
2.1.3 Plakalı Isı Geri Kazanım Üniteleri.....	9
2.2 Plakalı Isı Değiştirici Tasarımı.....	10
2.2.1 Levha Kenarları Tek Kıvrımlı Isı Değiştirici Modeli.....	10
2.2.2 Levha Kenarları Aynı Yönlü Çift Kıvrımlı Isı Değiştirici.....	11
2.2.3 Kenar Flanşlı Isı Değiştirici Modeli.....	11
2.2.4 Oluklu Levhalı Isı Değiştirici Modeli.....	12
3. ISI POMPASI	13
3.1 Isı Pompası Nedir?.....	13
3.2 Isı Pompası Çeşitleri.....	14
3.2.1 Hava Kaynaklı Isı Pompaları.....	14
3.2.1 Su Kaynaklı Isı Pompaları.....	15
3.2.1 Toprak Kaynaklı Isı Pompaları.....	16
3.2.1 Yatay Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompaları.....	17
3.2.1 Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompaları.....	17
3.3 Isı Pompası Çeşitlerinin Çalışma Sıcaklıkları.....	18
4. HATA ANALİZİ	19
4.1 Hata Tipleri.....	19
5. MATERYAL VE YÖNTEM	20
5.1 Materyal.....	20
5.1.1 Ölçüm Aletleri.....	20
5.1.1.1 Sıcaklık Nem Duyargaları.....	20
5.1.1.2 Ölçüm Panosu.....	22
5.1.1.3 Sistemin Kurulumu.....	23
5.1.2 Kompresör.....	25
5.1.3 Evaporatör (Buharlaştırıcı).....	26
5.1.4 Kondenser (Yoğuşturucu).....	26
5.1.5 Drayer (Filtre Kurutucu).....	27
5.1.6 Termostatik Genleşme Valfi (TGV).....	28
5.1.7 Sistem Devre Şemaları.....	29
5.2 Yöntem.....	31
5.2.1 Isı (Soğu) Kazancının Hesaplanması ve Cihaz Etkinlik Değeri.....	31
5.2.2 Isı Pompalarının Termodinamik Prensipleri.....	32

5.2.3 Hata Analizinin Sisteme Uygulanması	34
6. DENEY SONUÇLARI	35
6.1 Yaz ve Kış Şartları	35
6.2 Hata analizi hesaplamaları	44
6.2.1 Sıcaklık Ölçümlerinde Yapılan Hatalar	44
6.2.2 Hız Ölçümünden Kaynaklanan Hatalar	44
6.2.3 Nem Ölçümünden Kaynaklanan Hatalar	45
6.2.4 Diğer Hatalar	45
6.3 Sistemde Bulunan Hataların Sisteme Etkisi	47
7. SONUÇ	50
7.1 Cihazın Yaz Konumunda (Soğutma Amaçlı) Çalıştırılması.....	50
7.2 Cihazın Kış Konumunda (Isıtma Amaçlı) Çalıştırılması.....	52
8. TARTIŞMA	54
9. KAYNAKÇA	57



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Serpantinli (bataryalı) ısı geri kazanım ünitesi.....	8
Şekil 2.2: Tamburlu (ısı tekerli) ısı geri kazanım ünitesi	9
Şekil 2.3: Plakalı ısı geri kazanım ünitesi.....	9
Şekil 2.4: Balıkesir Üniversitesi logosu ikinci kez.....	11
Şekil 2.5: Balıkesir Üniversitesi logosu.	11
Şekil 2.6: Balıkesir Üniversitesi logosu ikinci kez.....	12
Şekil 2.7: Balıkesir Üniversitesi logosu.	12
Şekil 3.1: Isı pompası (Toprak-hava-su) çalışma şeması	13
Şekil 3.3: Hava kaynaklı ısı pompası şematik gösterimi.....	14
Şekil 3.4: Su kaynaklı ısı pompası şematik gösterimi	15
Şekil 3.5: Toprak kaynaklı ısı pompası çalışma prensibi.	16
Şekil 3.6: Yatay tip topraklı ısı pompası şematik gösterimi.....	17
Şekil 3.7: Dikey tip ısı pompası şematik gösterimi	18
Şekil 5.1: Isı geri kazanım cihazı üzerine eklenen sıcaklık nem duyargaları.....	21
Şekil 5.2: Ölçüm panosu.....	22
Şekil 5.3: Cihazın görünüşü.....	23
Şekil 5.4: Cihazın şartlandırılmış oda çıkışları.....	23
Şekil 5.5: Isı pompası destekli ısı geri kazanım cihazı	22
Şekil 5.6: Kompresör çalışma mekanizması.....	25
Şekil 5.7: Evaporatör dıştan görünüşü.....	26
Şekil 5.8: Kondenser dıştan görünüşü.	27
Şekil 5.9: Sistemlerde kullanılan drayer (filtre kurutucu)	27
Şekil 5.10: Tipik bir termostatik genleşme vanası	28
Şekil 5.11: Isı geri kazanım sistemi devre şeması	29
Şekil 5.12: Isı pompası bölümü devre şeması	30
Şekil 5.13: Isı pompaları P-h ve T-s diyagramları.....	33
Şekil 7.1: Reküperatör etkinlik değerinin iç ortam sıcaklığına göre değişimi (yaz uygulaması).	50
Şekil 7.2: Reküperatör + ısı pompası etkinlik değerinin iç ortam sıcaklığına bağlı değişimi (yaz uygulaması).	51
Şekil 7.3: Isı pompası soğutma tesir katsayısının (COP) iç ortam sıcaklığına bağlı değişimi (yaz uygulaması).	51
Şekil 7.4: Reküperatör etkinlik değerinin iç ortam sıcaklığına bağlı değişimi (kış uygulaması).	52
Şekil 7.5: Toplam (reküperatör + ısı pompası) etkinlik değerinin iç ortam sıcaklığına bağlı değişimi (kış uygulaması).	53
Şekil 7.6: Isı pompasının ısıtma tesir katsayısının (COP) iç ortam sıcaklığına bağlı değişimi (kış uygulaması).	53

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 5.1: Sıcaklık- nem duyargaları teknik özellikleri.....	19
Tablo 6.1: Yaz koşullarında (soğutma) deney sonuçları.....	35
Tablo 6.2: Yaz şartları için örnek hesaplama.....	36
Tablo 6.3: Deney sonuçlarına göre gerekli tablolardan okunan değerler	38
Tablo 6.4: Deney sonuçları ve tablolardan okunan değerler ile yapılan hesaplama sonuçları.	38
Tablo 6.5: Kış koşullarında (ısıtma) deney sonuçları.	39
Tablo 6.6: Kış şartları için örnek hesaplama.....	40
Tablo 6.7: Deney sonuçlarına göre gerekli tablolardan okunan değerler	42
Tablo 6.8: Deney sonuçları ve tablolardan okunan değerler ile yapılan hesaplama sonuçları	42
Tablo 6.9: Ölçülen parametrelerden meydana gelebilecek hatalar	45
Tablo 6.10: Kış şartlarında (ısıtma) deney sonuçları-1 (sıcaklık hataları eklenmiş)	46
Tablo 8.1: Kış deneyleri ısı pompasının reküparatör etkinliğine etki yüzdesi.....	53
Tablo 8.2: Yaz deneyleri ısı pompasının reküparatör etkinliğine etki yüzdesi.....	54
Tablo 8.3: Isı pompasının sisteme kazandırdığı ısıtma ve soğutma kazançları	54
Tablo 8.4: Hata oranları ile normal değerler arasında fark yüzdeleri	55

SEMBOL LİSTESİ

Q	:Isı (soğu) kazancı (kW)
\dot{m}_{hava}	:Havanın kütleli debisi (kg/sn)
$c_{p\text{hava}}$:Taze hava özgül ısısı (kJ/kgK)
$T_{\text{th},\text{ç}}$:Taze hava giriş sıcaklığı (C°)
$T_{\text{th},\text{g}}$:Taze hava çıkış sıcaklığı (C°)
$T_{\text{rek},\text{ç}}$:Rekuperatör çıkış sıcaklığı (C°)
$T_{\text{eg},\text{g}}$:Egzoz havası giriş sıcaklığı (C°)
$h_{\text{ç}}$:Taze hava çıkış entalpisi (kJ/kgK)
h_{g}	:Taze hava giriş entalpisi (kJ/kgK)
\dot{Q}_{k}	:Kondenser kapasitesi (kW)
\dot{Q}_{e}	:Evaporatör kapasitesi (kW)
\dot{W}_{c}	:Kompresör gücü (W)
\dot{m}	:Kütleli debi (kg/sn)
u	:Kanal içersindeki hava hızı (m/sn)
ρ	:Havanın belirli sıcaklık ve basınca bağlı yoğunluğu (kg/m ³)
A	:Kanal kesit alanı (m ²)
ϵ_{y}	:Rekuperatör etkinlik değeri
ϵ_{yt}	:Rekuperatör + ısı pompası etkinlik değeri
COP_{ip}	:Isıtma konumunda ısı pompası tesir katsayısı
COP_{sm}	:Soğutma konumunda ısı pompası tesir katsayısı
W_{T}	:Sıcaklık hata oranı
W_{N}	:Nem hata oranı
W_{H}	:Hız hata oranı
W_{CP}	:Sıcaklık hata oranı

ÖNSÖZ

Tez çalışması sırasında bilgi birikimi ve tecrübelerinden faydalandığım, yardımlarını esirgemeyen Sayın DOÇ.DR.Hüseyin BULGURCU'ya, bilgilerini ve yardımlarını esirgemeyen danışmanım DOÇ.DR.Nadir İLTEN'e, DENEYSAN Eğitim Cihazları San. ve Tic.Ltd.Şti'ye desteklerinden dolayı ve bu zor süreçte yanıma olan ev arkadaşlarım ve aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Balıkesir, 2017

Mehmet MUSLU



1. GİRİŞ

Isı geri kazanımlı havalandırma sistemleri (HRV) bina içine, egzoz havasından aktardıkları ısı ile sürekli taze hava verirler. Enerji geri kazanımlı sistemler (ERV) ise, egzoz havasından taze havaya hem ısı hem de nem aktarımı sağlarlar. Enerji geri kazanımlı sistemler (ERV), ısıtma ve soğutma mevsimlerinde dış ortamlara atılan gizli ısı yüküne sahip nemin geri kazanılarak iç enerji yükünün azaltılmasını hedeflemektedir. Bu işlemleri yaparken HRV cihazları herhangi bir enerji kaynağı kullanmazlar, ancak ısı değiştiricinin geometrisinden kaynaklanan basınç kaybı oluşur [1].

Binalarda ısı yalıtımı için hava sızdırmazlığı arttırıldığından, binalar daha hava geçirmez hale getirilmekte ve sonuç olarak daha az havalandırılmaktadır. Bütün binalarda temiz hava yaşamsal bir ihtiyaç olması nedeniyle, HRV'lere olan talep açıkça görülebilmektedir. Örnek olarak bir pencere açılıp havalandırma sağlanırken, ortamın ısısı ve nemi kış aylarında ortadan kaybolurken yaz aylarında tekrar geri kazanılır. Bu iki durumda iç ortam iklimi ve verimliliği için arzu edilmez. HRV, bir binaya temiz hava katar ve verimli enerji kullanımını teşvik ederken iklim kontrolünü geliştirir.

Dünyanın birçok ülkesinde bina düzenlemeleri için her iki saatte bir hava değişimi gereklidir. Normal havalandırma ile evin ısıtma sistemi, günde 12 kez soğuk hava ile dolu bir evin ısıtılması için harcanan enerji ile aynı miktarda enerji sarfiyatı gerektirir [2].

HRV'ler ve ERV'ler bağımsız olarak çalışabilen, mevcut iklimlendirme sistemlerine eklenebilen ya da bağımsız aygıtlar olabilir. Bir binanın dış cepheye sahip hemen her odasında küçük bir HRV / ERV cihazı, tek bir oda için havalandırma sağlayabilir. Daha büyük bir bina, ya çok sayıda küçük cihazlara ya da büyük bir merkezi cihaza ihtiyaç duyacaktır. Merkezi iklimlendirme sistemleri ile kullanıldığında, sistem zorunlu olarak hava tipi olacaktır.

Isı pompaları ise en basit tanımıyla elektrik enerjisini kullanarak ısıyı bir yerden başka bir yere taşıma işlemini gerçekleştiren cihazlardır.

Bu iki cihazın bir arada çalıştırılması ile HRV ve ısı pompasının avantajları birleştirilmiş olur. Aynı anda iç ortamın taze hava ihtiyacı karşılanırken oluşacak ısı kayıplarının önüne geçilmiş ve dolayısıyla iç ortamda yaşanacak ısıl konforsuzlukların önüne geçilmiş olur.

1.1 Literatür Araştırması

Francesco Asdrubali (2015) ve arkadaşları, günümüzde binaların daha enerji hale gelebilmesi için Perugia Üniversitesinde tasarlamış oldukları ısı geri kazanım sisteminin performans incelemelerini yapmışlardır. Bu ölçümlerde plastik malzemededen imal edilmiş ısı eşanjörü kullanılmıştır. Eşanjörün kolay imalatı, ısı alışveriş yüzeyinin kolay bir biçimde artırılabilmesi, hafif olması ve maliyetin düşük olması bu tarz eşanjörün seçiminde etkili nedenlerden biri olduğu görülmüştür. Isı geri kazanım ünitesinde ise farklı akış hızları, basınç düşüşleri ve ısı eşanjörü ile ilgili tüm sıcaklık verileri kaydedilmiş, elde edilen sonuçlar üretici firmadan alınan bilgiler ile karşılaştırılarak aralarındaki farklar irdelenmiştir [3].

Qian Wang (2015) ve arkadaşının yapmış olduğu çalışma ise, ısıtma ve havalandırmanın olduğu kompakt bir cihazın termal konforu ve enerji harcamasının incelenmesi üzerinedir. Yaptıkları çalışmada alınan sonuçlar neticesinde, ısıtma yükünde %41, toplam enerji harcamalarında ise %27 tasarruf sağlandığı görülmüştür [4].

Yang Wang (2014) ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmalarda, bir okul binasında ısı pompası ile birlikte çalışan ısı geri kazanım ünitesinin performansı incelenmiştir. Bu çalışmada, iç hava kalitesini artırmak ve enerji tasarrufu sağlamak adına ısı geri kazanım cihazı kullanılmış, ayrıca ısı pompası ile desteklenen ünite yazın soğutma, kışın ise ısıtma ile iç ortamda termal dengenin sağlanmasına yardımcı olmuştur. Yaptıkları deneyler ve bu deneyler sonucuna göre binanın sene içinde harcamış olduğu enerjide düşüşlerin meydana geldiği görülmüştür. Bunun yanında iç hava kalitesi termal dengeyi çok fazla etkilemeden arttığı görülmüştür [5].

Orcan Kaya (2014) tarafından yapılan çalışmada, havadan havaya ısı geri kazanım cihazının ısı verimlerini belirlemek amacıyla test düzeneği tasarlanıp üretilmiştir. Bu testler yapılırken TS EN 308 standartları referans alınmıştır. Sıcaklık oran testleri yapılan cihazın TS EN 308 standartları için gerekli olan asgari ölçümlerin sağlandığı alınan ölçümler sonucu yapılan hesaplamalarla görülmüştür [6].

Şaban Tamdemir (2014)'in yaptığı çalışmada çeşitli soğutucu akışkanın kullanıldığı hava-hava kaynaklı ısı pompasının farklı (-5°C ile 5°C arasında) dış hava sıcaklıklarda sistem içerisinde bulunan elemanların (Kompresör, Evaporatör vb.) bu sıcaklık koşullarına gösterdiği tepkiler incelenmiş, sonuçlar bilgisayar ortamında analiz edilmiştir [7].

Ceyda Kocabaş (2014)'in çalışmasında, enerji verimliliği açısından ısı değiştiricilerin öneminin vurgulandığı bu çalışmada; iç ortamda bulunan egzoz havasının enerjisinin dış ortamdan alınan taze havaya aktarılması için kullanılan ısı değiştiricilerin imalatı ve bu imalatın çeşitli malzemelerle yapılması anlatılmaktadır. Deneyler sırasında belirlenen parametrelerin ölçümleri yapılmış, bu ölçümler doğrultusunda çeşitli analiz programları kullanılarak sistem içerisinde en etkili parametre belirlenmiştir. Bu parametreler ile imal edilen ısı değiştiricilerinde kullanılan malzemelerin kıyaslaması yapılarak en uygun malzeme deneysel olarak gösterilmiştir [8].

Mansour Nasiri Khalaji (2013) tarafından yürütülen çalışmada, çeşitli kesitlere sahip yönlendiriciler içeren ısı geri kazanım cihazlarının özelliklerinde tasarlanmış çarpaz akışlı ısı değiştiricilerin (eşanjör) ısı transferi ve akışı deneysel olarak incelenmiş, sonrasında sayısal analizleri yapılmıştır. Isı değiştiricisi içerisine yerleştirilen yönlendiricilerin sistemdeki basınç düşüşü ve ısı transfer karakteristikleri farklı Reynolds sayılarında deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmada, gerekli analiz programları ile kontrol edilip HRV sistemlere uygun ısı değiştirici geometrik şeklinin belirlenmesi esas alınmıştır [9].

Uğur Çakır (2011)'in yaptığı çalışmada, hava hava kaynaklı bir ısı pompasının belirli bir ilde farklı sıcaklıklarda ve hava debisinde ısı pompasının gösterdiği termodinamik olaylar incelenmiştir. Bu termodinamik olaylar sistemin tesir katsayısı (COP) ve ekserji verimi olmakla beraber, yapılan deneyler sonucunda, hava sıcaklığının artması veya azalması durumunda sistemin tesir katsayısı, sistem elemanlarının davranışları gibi konular incelenmiş, bu durumların birbiriyle ilişkileri gösterilmiştir [10].

Pınar Demirbaş (2011), tarafından yapılan tez çalışmasında, ülkemizde enerjinin, verimli kullanılması adına, çamaşır kurutma ünitesinde ısı pompası kullanılarak diğer sistemlere göre avantajları incelenmiştir. Sistemde bulunan ekipmanların harcadığı güç, nem gibi ölçümler bilgisayar ortamına kaydedilmiş, bu çalışmalar sonucunda sistemde ısı pompası kullanılmasının diğer sistemlere göre enerji verimliliği bakımından daha avantajlı olduğu deneysel olarak kanıtlanmıştır [11].

Mustafa Hakan Özyirmidokuz (2010) tarafından yapılan çalışmada son yıllarda üzerinde sıkça durulan enerji verimliliği, tasarrufu ve çevreye karşı olan duyarlılık konuları ele alınmış, bu bağlamda ısı pompaları incelenmiştir. Türkiye'nin Antalya ilinde gerçekleştirilen çalışmada farklı çalışma sıcaklıklarında ekserji verimleri hesaplanmış, gerekli analiz programları kullanılmıştır [12].

Gökhan Ünlü (2010), enerji verimliliği konusunda yaptığı çalışma ile Türkiye'de inşa edilen binaların, dış kabuğunda yapılan iyileştirmelerin ardından bina içi iyileştirmeler için geliştirilen HVAC sistemlerinin önemi vurgulanmıştır. Bu bağlamda, hesaplamalar yapıp analizlerle bu hesaplamalar doğrulanmıştır [13].

Alaaddin Çelebi (2006)'nin yaptığı çalışmada, öğrenci yurdunun çamaşırhanesinde, çamaşır yıkama ve durulama amacıyla kullanılıp atılan kirli sudaki atık ısıdan, kullanma sıcak suyu hazırlama amacıyla tasarlanan bir ısı pompasının modellenmesi ve montajı yapılmıştır ve su ısıtma kapasitesi hesaplanmıştır. Yapılan deneyler 90 dakika sürmüştür ve her 3 dakikada bir ölçümler alınmıştır. Alınan ölçümler sonuçlarına göre gerekli ekonomik analizler yapıp yorumlanmıştır [14].

Harun Kemal Öztürk (2005) ve arkadaşları yaptıkları çalışmada HVAC sistemlerinin zaman içerisinde gelişimi, öncelikle küçük ölçekli binalarda kullanımı ve daha sonrasında sektörün büyümesini ele alarak bu sistemlerin bilgisayar teknolojisine entegre edilmesi, kontrol mekanizması için algoritmaların geliştirilmesini incelemişlerdir. Bütün bu incelemeler sonucu HVAC sistemlerindeki enerji verimliliğini artırma yolları irdelenmiştir [15].

Serhan Küçüka (2005)'nin yaptığı çalışmada, HRV (ısı geri kazanımlı havalandırma cihazı) sistemlerinin farklı şehirlerdeki dış hava şartlarının ısıtma/soğutma yüklerinin nasıl değiştirdiği irdelenmiştir. Bu çalışmada belirlenen illerin dış hava sıcaklıklarına bağlı olarak, belirli çalışma saatleri arasında ısı geri kazanım cihazının yıllık olarak ısı kazanç miktarları hesaplanmış, ayrıca ekonomik olarak ısı geri kazanım cihazının getirilerine değinilmiştir [16].

Müjdat Şahan (2005) tarafından yapılan çalışmada, ERV (enerji geri kazanımlı iklimlendirme cihazı) sistemlerinin kapalı alanlarda hem enerji tasarrufu hem de ortam içerisinde bulunan kirli havanın (ter, yemek, parfüm vs.) temizlenerek ortamın iklimlendirilmesi irdelenmiştir. İklim şartları, kullanılan ekipmanlar gibi etmenler göz önüne alınarak sistemlerin her zaman olumlu sonuç vermediği görülmüş, sistemler kurulmadan önce ön çalışmanın yapılması gerektiği görülmüştür. Ayrıca bu sistemlerin ilk yatırım maliyetleri ile kendini geri ödeme süresi şartlarına da değinilmiştir [17].

Hüseyin Bulgurcu (2001) tarafından yapılan çalışmada, HRV (ısı geri kazanımlı havalandırma cihazı) ve ERV (enerji geri kazanımlı havalandırma cihazı) sistemlerinin kurulumu için gerekli olan parametrelerin belirlenmesi, sistemin en önemli unsuru olan ısı değiştiricinin çeşitli tasarım farklılıkları ile üretilebilmesinden bahsedilmiştir. Bu ısı değiştiriciler için örnek tesir katsayısı ve verim hesapları yapılarak bu hesaplar doğrultusunda HRV sisteminin kurulmuştur. HRV ile ERV sistemi arasındaki farklılara da değinilmiştir [1].

Müjdat Şahan (1999), tarafından yapılan çalışmada, HVAC sistemlerinde kullanılan plakalı ısı geri kazanım eşanjörü ile yapılan uygulamalar incelenmiştir. Ayrıca, havadan havaya ısı geri kazanımının ülkemizde olumsuz olarak değerlendirilmesinin yanlış olduğunun gösterilmesinin amaçlandığı bu çalışmada, farklı tiplerde kullanılabilen ısı geri kazanım cihazlarından bahsedilmiş, bu cihazların iç hava kalitesi ve enerji tasarrufu bakımından neler getirdiği irdelenmiştir [18].



2. ISI GERİ KAZANIM SİSTEMLERİ

HVAC (Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme) sistemleri; ısıtma, soğutma, iç hava kalitesini artırma, nem kontrolü gibi iyileştirmeler yapabilmek adına geliştirilmiştir. Bu sistemlerin gelişimindeki amaçlar arasında göze çarpan iç hava kalitesinin artırılması, istenilen koşulları sağlamak ve korumaya yöneliktir. Sistemlerin önemli ölçüde enerji tasarrufu sağladığı, bu enerji tasarrufu sağlanırken de ufak miktarda enerji tükettikleri görülmüştür [19].

HVAC sistemlerinin verimli olabilmesi sadece mühendislik açısından yeterli olup olmadığının yanı sıra bir dizi ekip işinin beraber yapılmasından geçmektedir. Zira verimli bir HVAC sistemi kurulabilmesi için kurulum yapılacak yerin mimarisi, çevre bilgisi gibi konularında masaya yatırılıp tartışılarak gerekli tasarımın yapılması gerekmektedir. Bu çalışmalar enerji verimliliği konusunda kurulacak sistemin, boyut ve kapasitelerinin düşürülmesi, bu sayede ilk yatırım ve işletim maliyetlerinde azalma meydana getirmesi, çalışmanın önemini vurgulamaktadır.

HVAC sistemlerinde bu oran, optimum çözümlü uygulamalar için %35 ile % 80 aralığındadır. Havadan havaya plakalı eşanjörlerin kullanılması durumunda ise bu oranın, projenin optimum çözüm limitlerinde kalabilmesi için, %45 ile %65 arasında tutulması gerekmektedir [18].

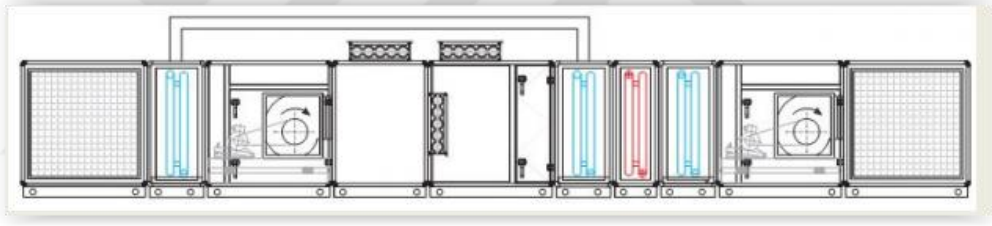
HVAC Sistemlerinin Kullanılması İle Oluşan Faydalar

- Yıllık ısı (soğu) tüketimi azalmaktadır.
- Pik yük ısıtma (soğutma) gücü azalmaktadır.
- Doğrudan genleşmeli çatı üstü (rooftop) soğutma guruplarında, dış sıcaklığın tasarım sıcaklığının üzerine çıktığı saatlerde, soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı aşırı yükselmektedir. Isı geri kazanım cihazı kullanılması durumunda, taze havanın soğutma bölümüne ön soğutma işleminden geçerek gelmesi nedeni ile, soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığının aşırı artması önlenmiş olmaktadır [3].

2.1 Çeşitli Isı Geri Kazanım Üniteleri

2.1.1 Serpantinli Isı Geri Kazanım Üniteleri

Bu tarz ısı geri kazanım sistemlerinde mahalden emiş yapılan hava bir batarya üzerinden geçirilir. Batarya içerisinde bulunan glikollü su ısıtılarak basma hattında bulunan diğer bataryaya gönderilir. Serpantin kapasitesini azaltmak amacıyla yapılan bu çalışma sayesinde ısıtılan su mahale üflenecek olan taze havayı ısıtması sağlanmış, bu sayede serpantin kapasitesi azaltılmış olur. Bu yöntem diğer yöntemlere nazaran daha az maliyetli ve verimleri yaklaşık olarak %30-%40 arasında olmaktadır.[9] Sistemde kontrol 3 yollu vana ile yapılır ve bu tarz sistemler kurulurken, kendini geri ödeme süreleri bataryaların oluşturacağı basınç kaybı ve sistemde kullanılan pompanın çekeceği güç hesaba katılmalıdır. Şekil 2.1’de sistemin devre şemasına yer verilmiştir [20].



Şekil 2.1: Serpantinli (bataryalı) ısı geri kazanım ünitesi [20]

2.1.2 Tamburlu (Isı Tekerli) Isı Geri Kazanım Üniteleri

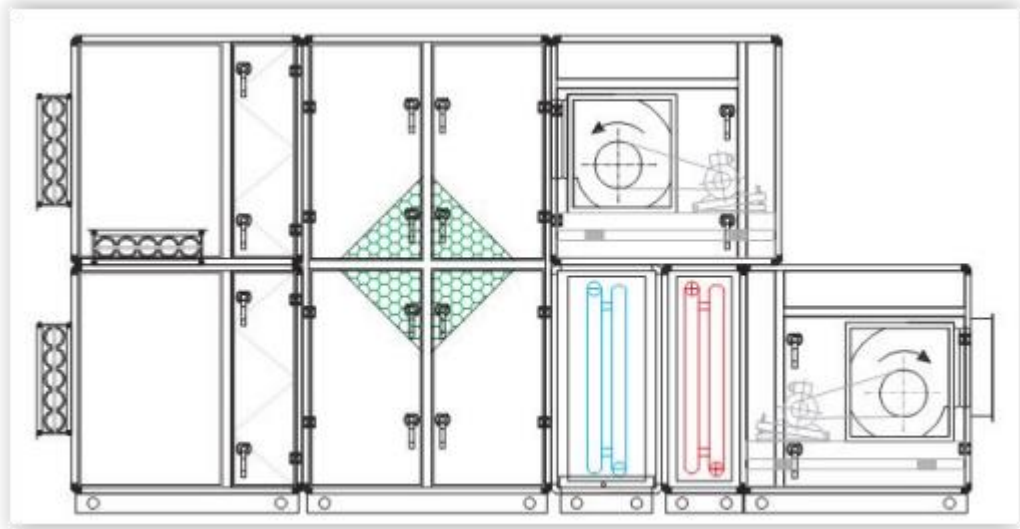
Bu sistemler diğer sistemlere nazaran daha pahalı olmasına rağmen verimleri diğer sistemlerden daha yüksektir. Yaklaşık olarak %60 - %80 arası verimdedirler. Sistemin çalışma prensibi ise, dönen tamburun mahalden emilen hava ile ısınması, daha sonra da ısınan yüzeylerin taze havayı ısıtması sonucu mahale ısınan hava üflenmesini amaçlar (Soğutma da aynı prensiple çalışır). Sistemin geri ödeme maliyeti hesaplanırken sistemdeki basınç kaybı ve tamburun döndürülebilmesi için harcanan enerji hesaba katılması gerekmektedir. Sistem kontrolü tambur hızı ayarı ile yapılmaktadır [20].



Şekil 2.2: Tamburlu (ısı tekerli) ısı geri kazanım ünitesi [20]

2.1.3 Plakalı Isı Geri Kazanım Üniteleri

Plakalı ısı geri kazanım sistemlerinin çalışma prensipleri ise, mahalden emilen hava plakalı ısı değiştirici içinden geçirilerek mahale üflenecek taze hava, mahalden emilen havanın enerjisi ile ısıtılarak/soğutularak mahale üflenir. Sistemin yatırım maliyeti bataryalı (serpantinli) sistemlere göre daha yüksek olmasına rağmen verimleri %50-%70 arasında olabilmektedir. Sistemin kendini geri ödeme süresi hesaplanmak istenildiğinde nsistem içinde oluşacak ilave basınç göz önüne alınmalıdır [20].



Şekil 2.3: Plakalı ısı geri kazanım ünitesi [20]

2.2 Plakalı Isı Değiştirici Tasarımı

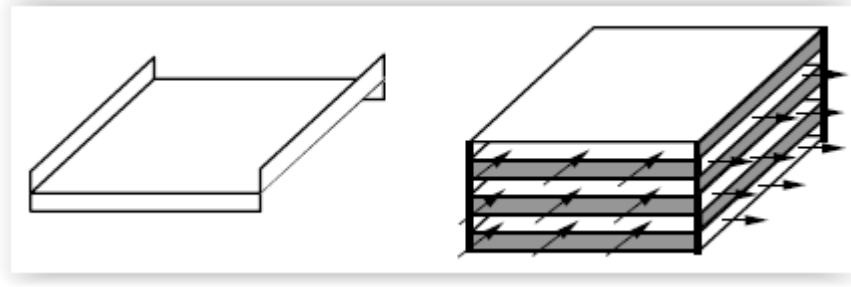
Isı değiştiricilerin imal edilebilmesi sırasında genel olarak yekpare yada parça şeklinde levhaların birleştirilmesi ile oluşturulur. Bu tarz ısı değiştiriciler genel olarak havadan havaya ısı transferi olan cihazlarda kullanılmaktadır. Isı değiştiricilerinde ısı transfer katsayısı dūřuk malzemeler kullanılır. Bunlar alūminyum, galvaniz kaplı elik, paslanmaz elik vb. metallerin yanı sıra plastik, polyester gibi malzemeler de kullanılır. Kullanılan metal levha kalınlıkları 0,15-0,50 mm arasında değişmektedir. Parça şeklinde sac levha olduklarından kalınlıklar döküm yöntemine göre daha azdır. Döküm yöntemi ile yekpare şekilde imal edilen ısı değiştiricilerde kullanılan elemanların kalınlıkları daha fazladır. Havadan havaya ısı değiştiricilerin tasarımlarında kullanılan kanal aralıkları 5-30 mm arasında alınabilmektedir.

Parçalı levha saclardan ısı değiştirici imalatında değişik yöntem ve eleman tipleri tasarlanabilir. Bu yöntemlerden herhangi birinin tercih edilmesinde imalat kolaylığı, verimlilik ve temizlenebilme kolaylığı gibi faktörler dikkate alınmalıdır [1].

Plakalı ısı değiştiricilerde verim; hava hızı, kanat biçimi, kanat aralığı ve basınç kaybına bağlı olarak değişir. Plaka boyutları büyüdükçe verimlilik artar, basınç kaybı ve hava hızı azalır. Tersine hava hızı arttırıldıkça ısı değiştirici boyutları küçülür, verim ve maliyet dūřer, fakat basınç kayıpları ve gürültü artar. Bundan dolayı lokal cihazların verim değerleri %50-%75 arasında, basınç kayıpları ise 100-250 Pa (10-25.4 mm SS) arasında tutulması tavsiye edilmektedir [1].

2.2.1 Levha Kenarları Tek Kıvrımlı Isı Değiştirici Modeli

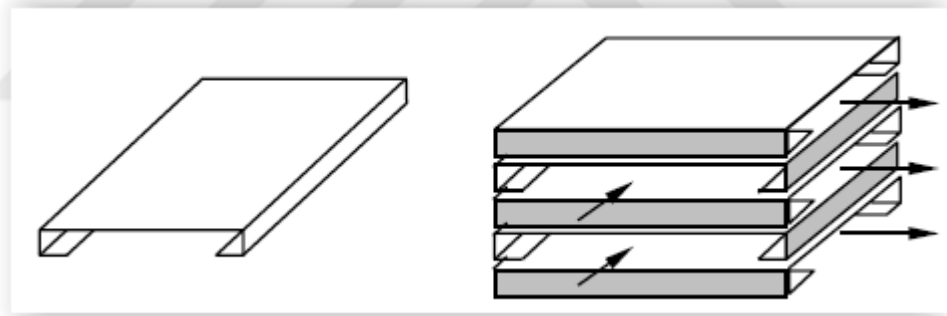
Levha kenarları tek kıvrımlı olan model, imalat açısından en kolay üretilebilen çeşitlerden bir tanesidir. Bu yöntemde, levhanın paralel kenarları birbirine zıt yönlerde 90° bükülmesiyle oluşturulur. Bu şekilde üretilen her bir levha bükülen kenarlar üst üste gelecek biçimde yerleştirilip birleştirme işlemi yapılırsa çarpaz akışlı ısı değiştirici elde edilmiş olacaktır.



Şekil 2.4: Levha kenarları tek kıvrımlı ısı değiştirici model gösterimi [1]

2.3.2 Levha Kenarları Aynı Yönlü Çift Kıvrımlı Isı Değiştirici

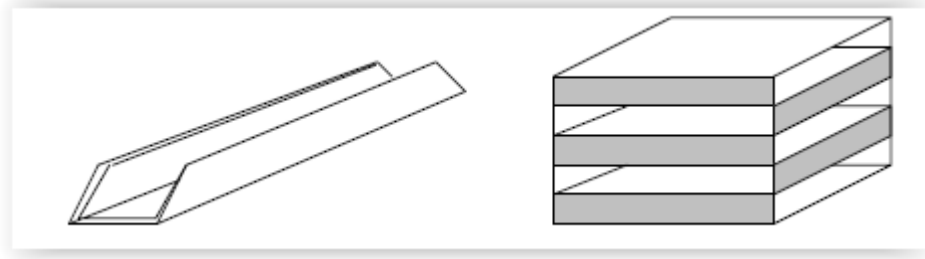
Bu yöntemde levha kenarlarından aynı ynllerden bir çifti aynı yönde iki defa 90° bükülmesi ile oluşturulur. Oluşturulan levhalar birbirleri üzerine şaşırtmalı bir biçimde yerleştirilerek gerekli birleştirme işlemi yapılır. Bu birleştirme ile birbirine 90° açılı iki ayrı yönde hava geçişini sağlayan kanallar elde edilir.



Şekil 2.5: Levha kenarları aynı yönlü çift kıvrımlı ısı değiştirici model gösterimi [1]

2.3.2 Kenar Flanşlı Isı Değiştirici Modeli

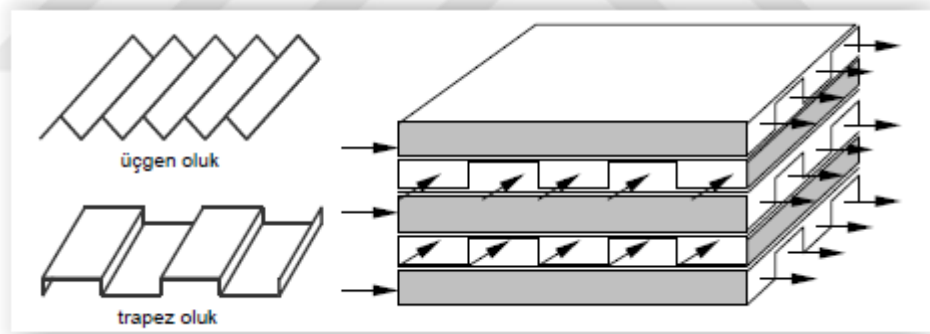
Kenar flanşlı modelde ise, metal saclar U biçiminde bükülür. Bklen saclar kara levhalara iç kısımları birbirine bakacak şekilde ve levhanın birbirine paralel bir çift kenarına yerleştirilir. Alt kısmında ise bir önceki yerleştirilen kenarların zıttı yerlerine flanşlar yerleştirilir. Bu sayede ısı değiştirici imal edilmiş olur.



Şekil 2.6: Kenar flanşlı ısı değıştirci modeli gösterimi [1]

2.3.2 Oluklu Levhalı Isı Değıştirci Modeli

Bu tarz ısı değıştirci, trapez veya üçgen kanallı levhalar birbiri üzerine zikzak biçiminde yerleştirilmesiyle oluşturulur. Bu kanalların arasına düz bir levha yerleştirilerek (kaynak, yapıştırma vb. işlemlerle) sızdırmazlık sağlanmış olur. Bu tasarımda kullanılan mazlemeler diğeri tasarımlara göre daha fazla olacağından hem daha pahalı hem de sızdırmazlık olayı diğerielerine nazaran daha kötüdür.

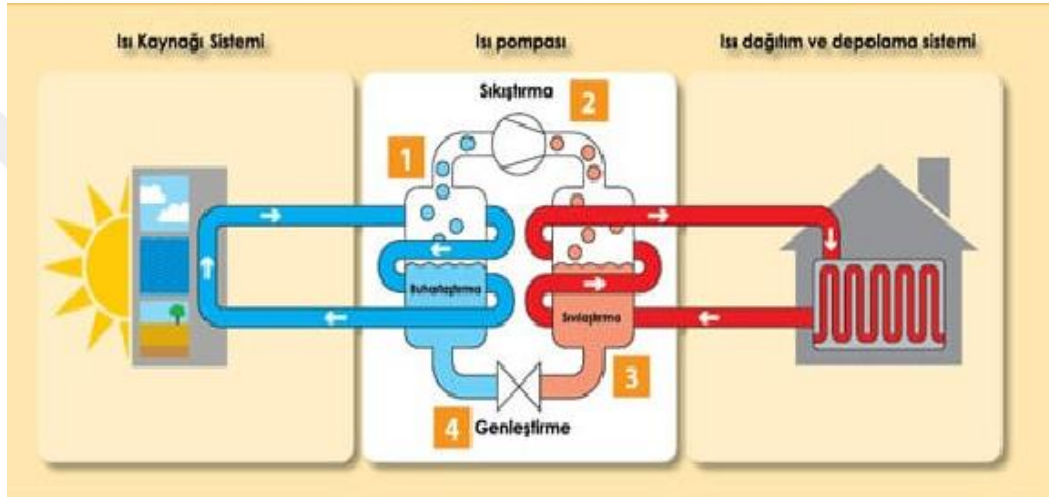


Şekil 2.7: Oluklu levhalı ısı değıştirci modeli gösterimi [1]

3. ISI POMPASI

3.1 Isı Pompası Nedir?

Isı pompası, elektrik ile beslenerek ısıyı bir ortamdan diğerine taşıyan sistemlerdir. Şekil 3.1 de ısı pompalarının çalışma prensibi basit olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.1: Isı pompası (toprak-su-hava) çalışma şeması [21]

Isı pompalarında düşük sıcaklıktaki bir ısı enerji kaynağından alınan ısı, ısıtılmak istenen ortama verilir. Düşük sıcaklıktaki ısı enerji kaynağı genellikle soğuk çevre havası, kuyu suyu veya toprak, ısıtılmak istenen ortam ise bir evin içidir. Bu arada kışın ısıtma amaçlı kullanılan ısı pompaları, yazın da soğutma amaçlı kullanılabilirler [22].

Yüksek sıcaklıktan aldığı ısıyı düşük sıcaklıktaki ortama veren ve bu işlemi yaparken dışarıya iş veren makineler ise ısı makinesi denmektedir. Isı pompası basitçe ısı makinesinin tersi bir çevrim olarak da düşünülebilir.

3.2 Isı Pompalarının Çeşitleri

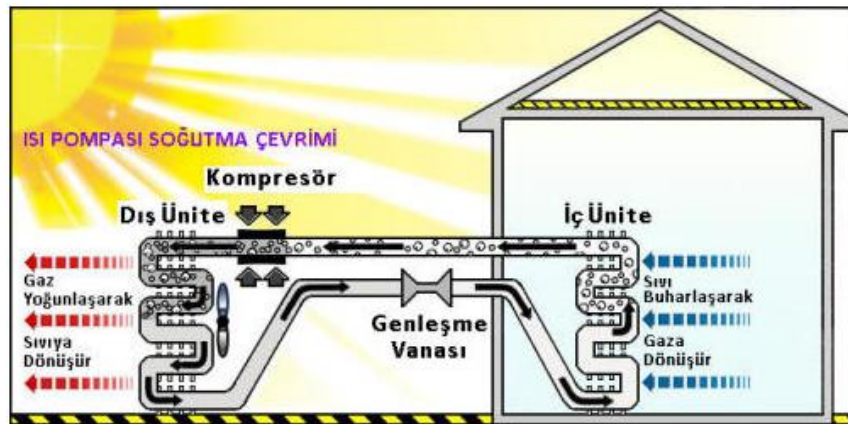
Isı pompaları kullandıkları ısı kaynaklarının farklılıklarından dolayı 3 ana gruba ve kendi içlerinde de toplamda 9 gruba ayrılır. Genel anlamda değinilecek olursa bunlar;

- Hava kaynaklı ısı pompaları
- Su kaynaklı ısı pompaları
- Toprak kaynaklı ısı pompaları

3.2.1 Hava Kaynaklı Isı Pompaları

Hava kaynaklı ısı pompalarında ısı kaynağı olarak dış hava kullanıldığı için bu ismi almıştır. Ancak hava kaynaklı ısı pompalarında dış hava koşullarının değişkenliği yıl içerisinde mevsimlerde, aylar, hatta saatler boyunca bile kararlı bir hal izlemediği için COP değerleri oldukça değişken olup kararlı değildir.

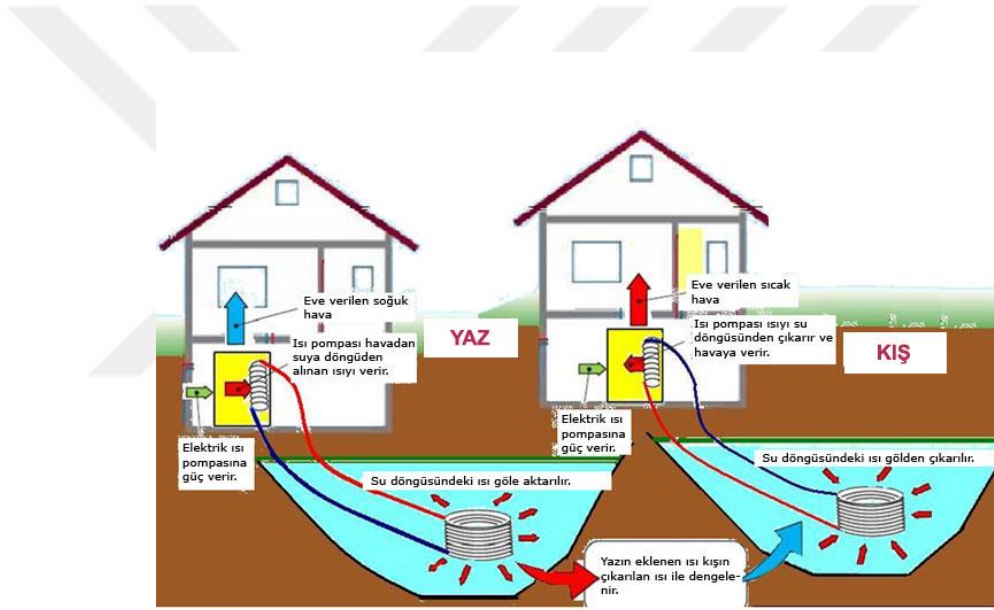
Soğuk iklimlerde mevsimler arası hava sıcaklık farkının çok olması nedeniyle bu tarz ısı pompalarının kullanımı uygun görülmemektedir. Çünkü bilindiği üzere, iç hava ile dış hava arasındaki sıcaklık farkı arttıkça kullanılan ısı pompasının COP değerinin azalması olağan bir sonuçtur. Genellikle dış hava sıcaklığı 0°C ve daha düşük olan yerlerde kullanılan ısı pompalarına ek olarak bir ısıtıcı ile kullanılır.



Şekil 3.3: Hava kaynaklı ısı pompası şematik gösterimi [23]

3.2.2 Su Kaynaklı Isı Pompaları

Su kaynaklı ısı pompasının kurulabilmesi için öncelikle toprağın altında ulaşılabilir derinlikte sürekli akışı olan yeraltı su kaynağı bulunması gerekmektedir. Su sıcaklığının $+8^{\circ}\text{C}$ ila $+12^{\circ}\text{C}$ olduğu durumlarda işletme için optimal şartlar sağlanmış olur. Bu sistemlerde, toprağın altında bulunan su kaynağına açılan bir kuyu ile min. 5m uzakta bulunan basma kuyusuna yani su kaynağına tekrar geri gönderilir. Minimum 5 m olmasının sebebi ise emilen suyun sistemden çıkan sudan etkisinin minimize edilmek istenmesidir. Su kaynaklı ısı pompalarında su kaynağı olarak kuyulardan, göllerden, nehirlerden vb. olarak kullanılabilir.

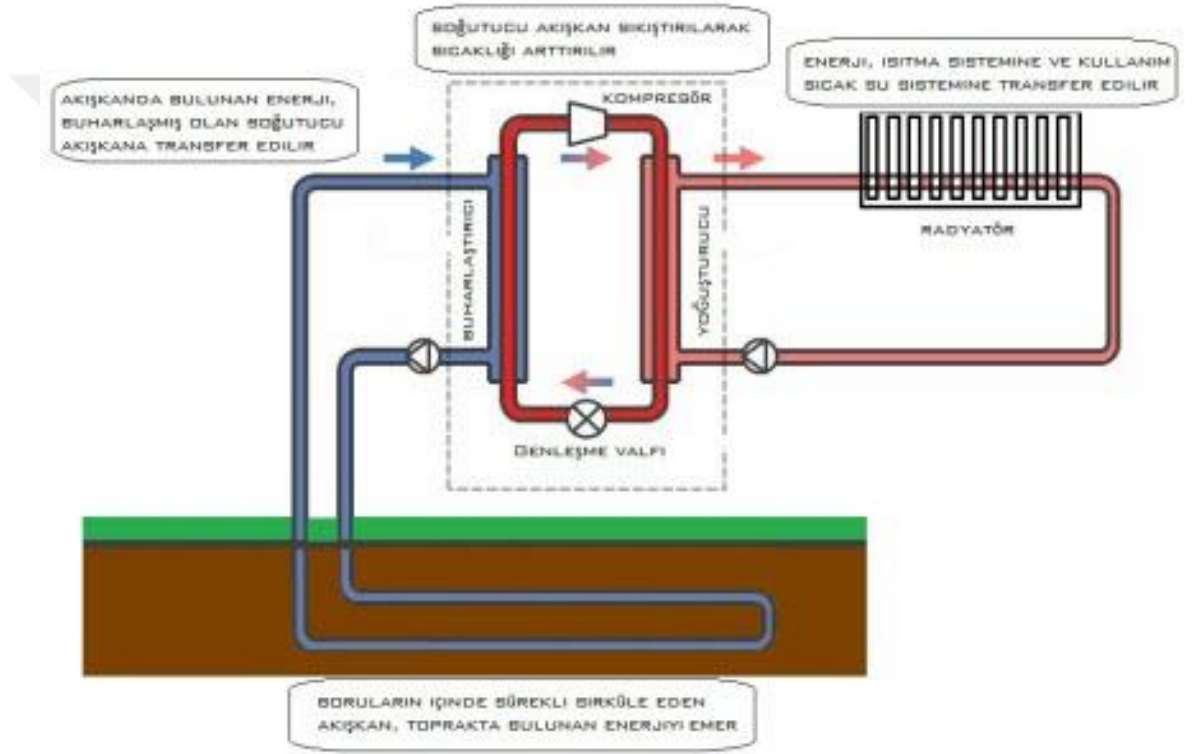


Şekil 3.4: Su kaynaklı ısı pompası şematik gösterimi [23]

Bunun yanında 10 m ve daha fazla derinliklerde yapılan çalışmalarda yer altı suyunun sıcaklığı yıl boyunca çok az değiştiği de görülmüştür. Sıcaklığı ortalama 10°C civarındadır. Fakat su kaynağı olarak yerüstü sularının kullanılması durumunda ise su kaynağı sıcaklığı kuyu sularına göre daha fazla, hava kaynaklı ısı pompalarına göre daha az değişmektedir. Ayrıca, ülkemizin bir avantajı da yerüstü sularının genelde 0°C 'nin altına düşmemesidir.

3.2.3 Toprak Kayaklı Isı Pompaları

Toprak kaynaklı ısı pompalarının amacı, güneşten gelen enerjinin dünya kütlesinde tutulması sonucu oluşan hazır enerjiden faydalanmaktır. Ayrıca bu sistemler yazları hava sıcaklığından daha soğuk, kışları ise daha sıcak olmasından dolayı daha kararlı halledirler.



Şekil 3.5: Toprak kaynaklı ısı pompası çalışma prensibi [24]

Kullanım şekillerine göre 2 tip toprak kaynaklı ısı pompası vardır:

- Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompaları
- Dikey tip toprak kaynaklı ısı pompaları

3.2.3.1 Yatay Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompaları

Yatay tip topraklı ısı pompalarında kullanılan borular, geniş bir araziye yatay olarak serildiklerinden ötürü ısı transfer alanları dikey ısı pompalarına göre daha fazladır. bu sebeple dikey tip ısı pompalarına göre çekilen enerji daha fazladır. Kullanılan borular araziye serildiği için dikey tip ısı pompalarına göre yaklaşık 2 kat fazla boru harcanmaktadır.



Şekil 3.6: Yatay tip topraklı ısı pompası şematik gösterimi [24]

3.2.3.2 Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompaları

Dikey tip topraklı ısı pompalarının kurulmasında önemli etkenlerden biri arazinin kısıtlı olmasıdır. Bu durumda toprağın jeolojik durumda el verdiği zaman bu tip ısı pompası kurulabilir. Dikey tip ısı değiştiricilerinde borular açılan kuyuya dikey biçimde yerleştirilir. Boruların etrafı da ısı iletim katsayısı yüksek bir dolgu

malzemesi ile doldurulur. Yatay tip ısı pompasına nazaran daha az boru kullanılır, fakat çekilen enerji yatay tipe göre daha azdır.



Şekil 3.7: Dikey tip ısı pompası şematik gösterimi [24]

3.3 Isı pompası çeşitlerinin çalışma sıcaklıkları

Hava sıcaklığı → - 20°C den + 45°C'ye kadar değişir

Su sıcaklığı → + 8°C den + 30°C'ye kadar değişir

Toprak sıcaklığı → + 10°C dan +20°C'ye kadar değişir

Yukarıda verilen değerlere bakılacak olursa, toprağın kararlı yapısı ile yaz-kış ısı pompası uygulamalarına uygun olduğu görülmektedir. Fakat uygulamalarda sıcaklıkların kararlılığının yanı sıra uygulanabilirliği de önemli bir faktördür. Bu sebepten dolayı toprak kaynaklı ısı pompaları genel olarak büyük ölçekli sistemlerde uygulanmaktadır.

4. HATA ANALİZİ

4.1 Hata Tipleri

Deneysel çalışmalarda alınan sonuçların yanında önemli olan bir faktörde, alınan sonuçların doğruluğudur. Bu sonuçların doğruluğunu etkileyen en önemli unsur ise, yapılan deneyler sırasında farklı sebeplerden dolayı orta çıkabilecek hatalardır.

Deneysel hataları gruplara ayırmak gerekirse 3 gruptan söz edilebilir:

- Dikkatsizlik ve tecrübesizlikten kaynaklanan hataları birinci grup hatalar olarak görebiliriz. Bu grup hatalarda yanlış ölçme cihazı seçimi veya dizaynın yanlış bir biçimde yapılmasından ortaya çıkan hatalar incelenmektedir. Fakat bu hatalar genellikle deneyi yapan kişinin kendisinden kaynaklanan hatalar olduğundan, tecrübeli kişiler tarafından deneyin yapılması bu hataların önüne geçer.
- Sabit veya sistematik olarak adlandırılan hatalar ise ikinci grup hatalar arasında yer almaktadır. Bu tarz hatalar ise deney sırasında sürekli ve belirli sıklıklarda oluşan hatalardır. Bu tarz hataların başlıca sebeplerine değinilmek gerekirse, kullanılan cihazların yanlış kalibrasyonu veya deney yapılan ortamda dış koşullardan etkileniyor olması, deney koşullarını sınırlandırması veya gerçek değerleri tam yansıtamamasından kaynaklanan hatalar ve cihaz hassasiyetinin tam olarak yapılamıyor olmasından kaynaklanır.
- Üçüncü grup hatalara geldiğimizde bu hatalar ise rastgele hatalardandır. Bu hatalar deneyler sırasında kontrol olanağı olmayan, öngörülemeyen durumlardan kaynaklanan hatalardır. Bu hatalar diğer hatalar gibi önceden önlemini alabileceğimiz hatalar değildir. Zira ne zaman ortaya çıkacağı veya çıkmayacağını kestirmemiz mümkün değildir [25].

5. MATERYAL VE YÖNTEM

5.1 Materyal

5.1.1 Ölçüm Aletleri

Bu çalışma kapsamında Balıkesir Küçük Sanayi Sitesindeki bir firmada kurulan Isı Pompası Destekli Isı Geri Kazanım Cihazının performans analizi gerçekleştirilmiştir.

Cihaz taze ve egzoz havalarının devir daimini sağlayan fanlara sahip olup, ısıtma veya soğutma işlemi ısı pompası (havadan havaya) ile sağlanan paket bir ısı geri kazanım cihazıdır. (taze ve egzoz hava kanalları sistem içerisine monte edilmeye uygun).

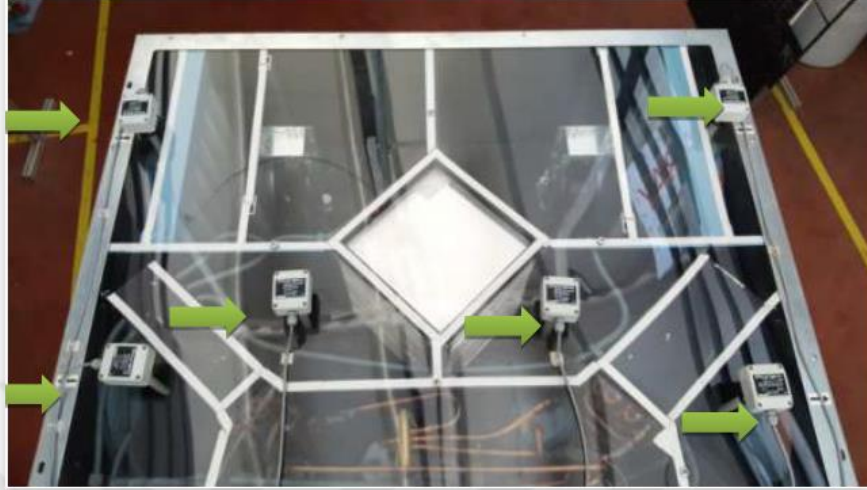
Cihazda bulunan ısı pompası sisteminde 2 kg R-22 soğutucu akışkanı bulunmaktadır. Yaz ve kış konumunda çalışmasına olanak sağlamaktadır. Isı pompası üzerinde 1780 Watt gücünde scroll kompresör kullanılmıştır.

Test sırasında sadece sistem üzerinde bulunan fanlar çalıştırılmış ve fan debisi sabit olup ortalama 650 m³/h olarak ayarlanmıştır. Testlerin yapılması esnasında, yaz koşullarında dış hava sıcaklığı ortalama 28 °C, iç ortamdaki emilen hava ise 25 °C 'den başlayarak 20 °C'ye kadar düşürülerek, kış koşullarında ise dış hava sıcaklığı ortalama 14,5 °C, iç ortamdaki emilen hava ise 20 °C 'den başlayarak 25 °C'ye kadar yükseltilerek sistem performansı incelenmiştir.

5.1.1.1 Sıcaklık Nem Duyargaları

Havadan havaya ısı pompası destekli ısı geri kazanım cihazına sonradan monte edilmiş sıcaklık nem duyargaları ile dış ortamdaki emilen, reküperatör giriş ve çıkış, iç ortama üflenen, iç ortamdaki emilen ve dış ortama üflenen havanın sıcaklık ile nem değerleri ölçümü sağlanmıştır. Ayrıca sistem içerisine takılmış, kendi

sıcaklık duyargaları da bulunmaktadır. Fakat ölçümlerde sonradan takılan 6 adet sıcaklık nem duyargası referans alınmıştır. Şekil 5.2’de bu duyargaların sistem üzerine entegre hali gösterilmiştir.



Şekil 5.1: Isı geri kazanım cihazı üzerine eklenen sıcaklık nem duyargaları

Tablo 5.1: Sıcaklık-nem Duyargaları teknik özellikleri

Performans

Ölçüm aralığı (RH) %0 ... 100 RH

Ölçüm aralığı (T) -20 ... +80°C

Doğruluk (RH) +/- %2 RH (Typ) at 23 °C

Doğruluk (T) +/- 0,1 °C (Typ) at 23°C

Kararlılık (RH) <% 1 RH/yıl (Typ)

Kararlılık (T) <0,04 °C/yıl (Typ)

Histerisiz (RH) +/- %1 RH

Histerisiz (T) +/- 0,1°C

5.1.1.2 Ölçüm Panosu

Sistem üzerinde bulunan ölçüm aletlerinden alınan sonuçların elektronik olarak okunmasını sağlar. Ölçüm panosu üzerinde dış ortamdan emilen, reküperatör giriş ve çıkış, iç ortama üflenen, iç ortamdan emilen ve dış ortama üflenen havanın sıcaklık ile nem değerlerinin, fanlar ve kompresör elektriksel güçlerinin okunduğu sayısal ekranlar bulunmaktadır.



Şekil 5.2: Ölçüm panosu

Sistemde kullanılan sıcaklık ve nem duyargaları kalibrasyonları yapılarak gelmiş, kontrol amaçlı sıcaklığı ve nemi bilinen ortamda test edilmiş herhangi bir sorun olmadığı görülmüştür.

Sistem üzerinde kullanılan güç analizörü ile yapılacak olan ölçümlerde kompresörün ilk kalkınması sırasında güç analizörün dayanacağı maksimum amper değeri üzerine çıktığı görülmüş, güç analizörünün zarar görmemesi için ölçüm panosu içerisine akım trafosu eklenmiştir. Bu sayede kompresörün çektiği akım 1/6 oranında düşürülerek güç analizörüne gönderilmiş, cihaz üzerindeki çarpan katsayısı aracılığıyla 6 ile çarpılıp kompresör gücü gerçek değeri cihaz üzerinden okunmuştur. Fan güç ölçümlerinde de akım trafosu kullanılmıştır.

Sistemin kendi çalıştırma ekranı ile farklı fan hızlarına, yaz/kış konumlarına, otomatik veya sadece fan devreye girecek şekilde ayarlanabilmektedir. Ayrıca set sıcaklığı ayarlanarak iç ortam sıcaklığının bu değerde tutulması sağlanmaktadır.

5.1.1.3 Sistemin Kurulumu

Isı pompası destekli ısı geri kazanım cihazı, yaz/kış konumunda çalıştırılıp belirli sıcaklık değerlerinde ölçüm alınabilmesi için biri şartlandırılabilen iki adet farklı ortam arasına yerleştirilmiştir. Cihazın kurulması sırasında iki ortam arasındaki bağlantı esnek alüminyum kanallar sayesinde sağlanmıştır. Fakat dış ortamdaki emilen hava ile üflenen hava arasında baypas olmaması için Şekil 5.3’de görüleceği gibi taze hava emişi ve egzoz havası üfleme bölümleri birbirinden uzaklaştırılmıştır.



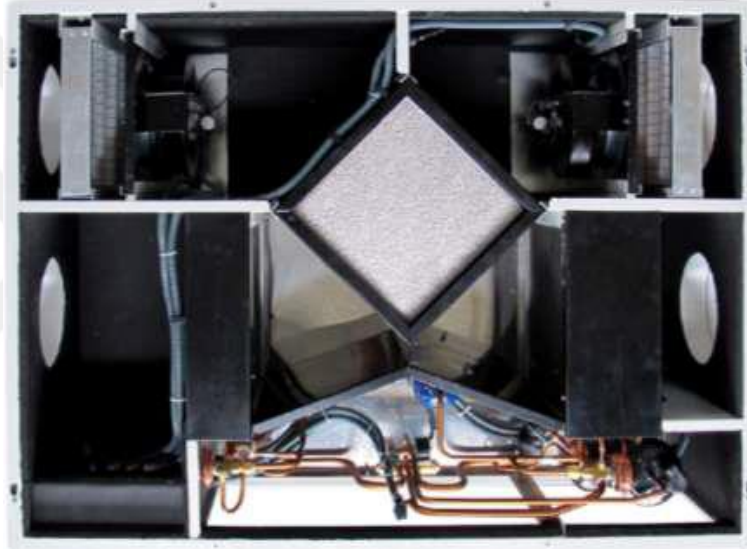
Şekil 5.3: Cihazın görünüşü



Şekil 5.4: Cihazın şartlandırılmış oda çıkışları

Şartlandırdığımız yer 25 m² alana sahip olup yüksekliği 3 m'dir. Ortamın şartlandırılması merkezi VRF sistemine bağlı 14000 BTU/h'lık duvar tipi klima aracılığı ile yapılmıştır. Şartlandırma işlemleri ise yaz / kış şartlarına bağlı olarak istenilen sıcaklık değerinin 1 °C üstü veya altı olarak ayarlanmıştır. Ayarlanan sıcaklık değerlerine göre cihazın iç hava sıcaklığını bu değerde sabit tutması hedeflenmiş ve bu süre zarfında harcanan toplam elektrik gücü (kompresör ve fan güçleri) kaydedilmiştir.

Şekil 5.5'de ısı pompası destekli ısı geri kazanım cihazının üstten görünüşü yer almaktadır.



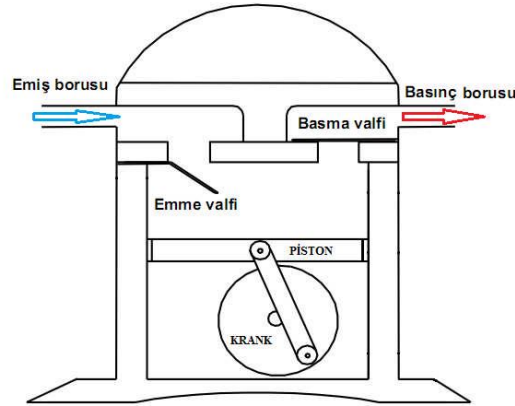
Şekil 5.5: Isı pompası destekli ısı geri kazanım cihazı

Sistem üzerinde bulunan ısı geri kazanım bölümü ile ısı pompası bölümlerinin, çalışma prensipleri ve ölçüm noktalarının bulunduğu yerler Şekil 5.11 ve Şekil 5.12'de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.

5.1.2 Kompresör

Sistemde kullanılan kompresörün amacı, sistemde kullanılan soğutucu akışkanın sıkıştırılarak sıvı haline geçirilmesi ve bu gazın sıkıştırma sonucu artan basıncına bağlı olarak ısı yüklenmesi ile soğutucu akışkanın sistem içerisinde dolaşmasını sağlamaktır.

Kompresörde gazın sıkıştırılmasının sebebi, sistemde dolaşacak olan gazın sıvılaştırılması gerekliliğidir. Bu sıkıştırma sırasında gaz, basıncın artmasına bağlı olarak bir miktar da ısı yüklenir. Şekil 5.6 da kompresörün çalışma prensibi gösterilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi kompresör içerisinde bulunan pistonların aşağı yönlü hareketi ile akışkan (gaz) silindir içerisine alınır, yukarı yönlü hareketinde ise silindir içerisine alınan akışkan (gaz) sıkıştırılır. Bu sıkıştırma işlemi esnasında gazın geldiği yere geri gitmesini engelleyen valfler mevcuttur. Pistonların bu hareketi ile akışkan basıncı istenen düzeye getirilir ve sıkıştırılarak ısı yüklenen gaz sisteme gönderilir.



Şekil 5.6: Kompresör çalışma mekanizması [26]

Cihazda bulunan ısı pompası sisteminde 2 kg R-22 soğutucu akışkan bulunmaktadır. Yaz ve kış konumunda çalışmasına olanak sağlamaktadır. Isı pompası üzerinde 1780 Watt gücünde scroll kompresör kullanılmıştır.

5.1.3 Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Sistemdeki asıl görevi ortamdaki ısıyı almaktır. Bu durumda, sistemde dolaşan sıvı akışkanın genleşme valfinden geçtikten sonra burada buharlaşması ve bu buharlaşma esnasında ortamdaki ısıyı çekmesi ile gerçekleşir.



Şekil 5.7: Evaporatör dış görünüşü [27]

Kondenserden gelen sıvı akışkan, ısısının bir kısmını attıktan sonra drayerden (filtre kurutucu) geçerek gaz içerisinde bulunan partiküllerden kurtularak genleşme valfi, kılcal boru veya bunlara benzer basınç düşürücü eleman aracılığı ile adyabatik olarak genişletilmesinin ardından evaporatöre ulaşır. Ulaşan akışkan sıvı-buhar karışımı halindedir ve büyük bir çoğunluğu sıvı haldedir. Evaporatörde ısı alarak buharlaşan akışkan kompresörün emme tarafına geçmeden önce tamamen buhar fazına geçmesi gerekir. Ayrıca emiş tarafına geçmeden önce akışkana bir miktar daha ısı verilmesi ile 3-8 °C arasında kızgınlık verilmesinin sisteme büyük faydası olacaktır. Bunun en başında kompresöre sıvı yürümesi denen olayın yani, evaporatörden çıkan akışkanın tamamen buhar fazına geçmemesi ve kompresörün emme hattına gelen sıvı akışkanın kompresöre zarar vermesi engellenmiş olur.

5.1.4 Kondenser (Yoğuşturucu)

Sistemde kondenserin kullanılma amacı, kompresörde sıkıştırılan ve ısı yüklenen akışkan sisteme verildiğinde bu ısı yükünün bir kısmını almak suretiyle

drayer (filtre kurutucu), genişleme valfi ve ardından akışkanın evaporatöre ulaşmadan sıvı hale gelip basınçlandırılması sağlanmış olur.



Şekil 5.8: Kondenser dıştan görünüşü [27]

5.1.5 Drayer (Filtre Kurutucu)

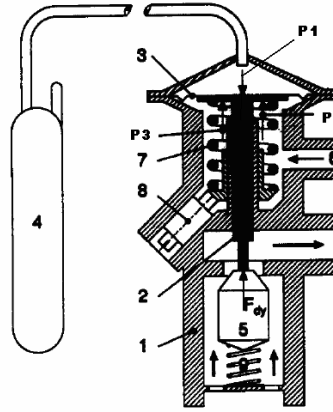
Sistem içerisinde dolaştırılan akışkan ile yağ kuru ve temiz olmalıdır. Bununla beraber havanın yağ termometre sıcaklığı, sistemin iç temizliğiyle alakalıdır. Sistemde dolaştırılan akışkana gerek sisteme verilirken, gerek sisteme verilmeden önce gerekse sistemde bulunan elemanlarda bulunan nem ile akışkana bir miktar su karışabilir. Bu su, genişleme valfi, kılcal boru veya buna benzer elemanlarda evaporatör girişinde donarak sistemin tıkanmasına sebep olur. Sistemde bulunan akışkana bu tarz su veya toz girmesini engellemek pek mümkün değildir. Bunun için sisteme drayer (filtre kurutucu) eklenerek, akışkan içerisinde bulunan yabancı maddelerin süzülerek sisteme verilmesi engellenir.



Şekil 5.9 :Sistemlerde kullanılan drayer (filtre kurutucu) [27]

5.1.6 Termostatik Genleşme Valfi (TGV)

Genel olarak orta büyüklüklerdeki sistemlerde kullanılan termostatik genleşme valfi (TGV), evaporatör sıcaklığına göre değil, evaporatör çıkışındaki gazın kızgınlığına göre ayarlama yapar. TGV'den geçecek olan akışkan miktarı evaporatör çıkışındaki gazın kızgınlığına bağlı olarak oransal bir şekilde değişir. Bunun amacı, evaporatör çıkışındaki gazın kızgınlık değerini sabit tutmaktır.

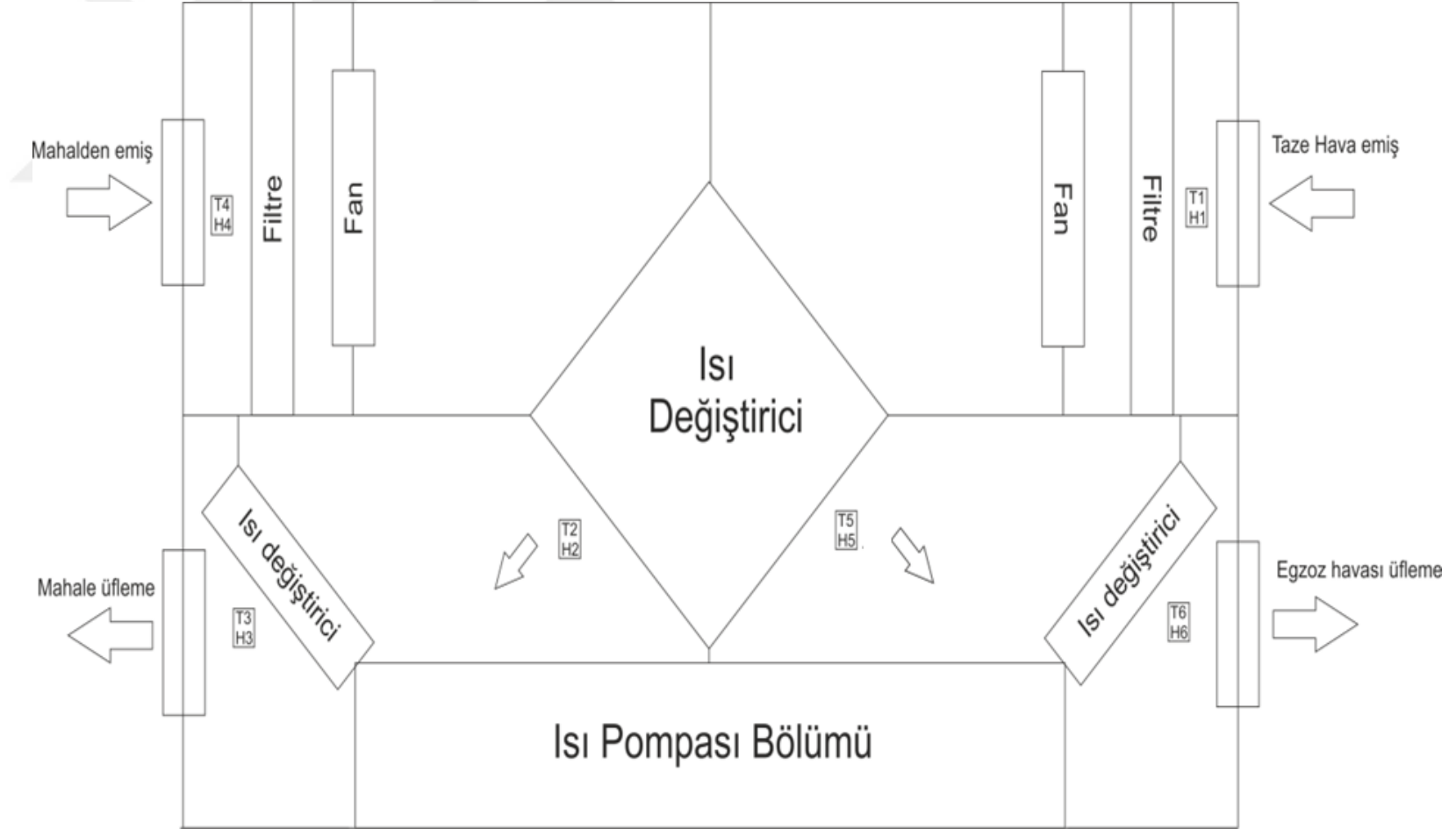


Şekil 5.10: Tipik bir termostatik genleşme vanası

(1) Vana gövdesi; (2) Vana iğnesi; (3) Diyafram; (4) Termostatik (bulb)

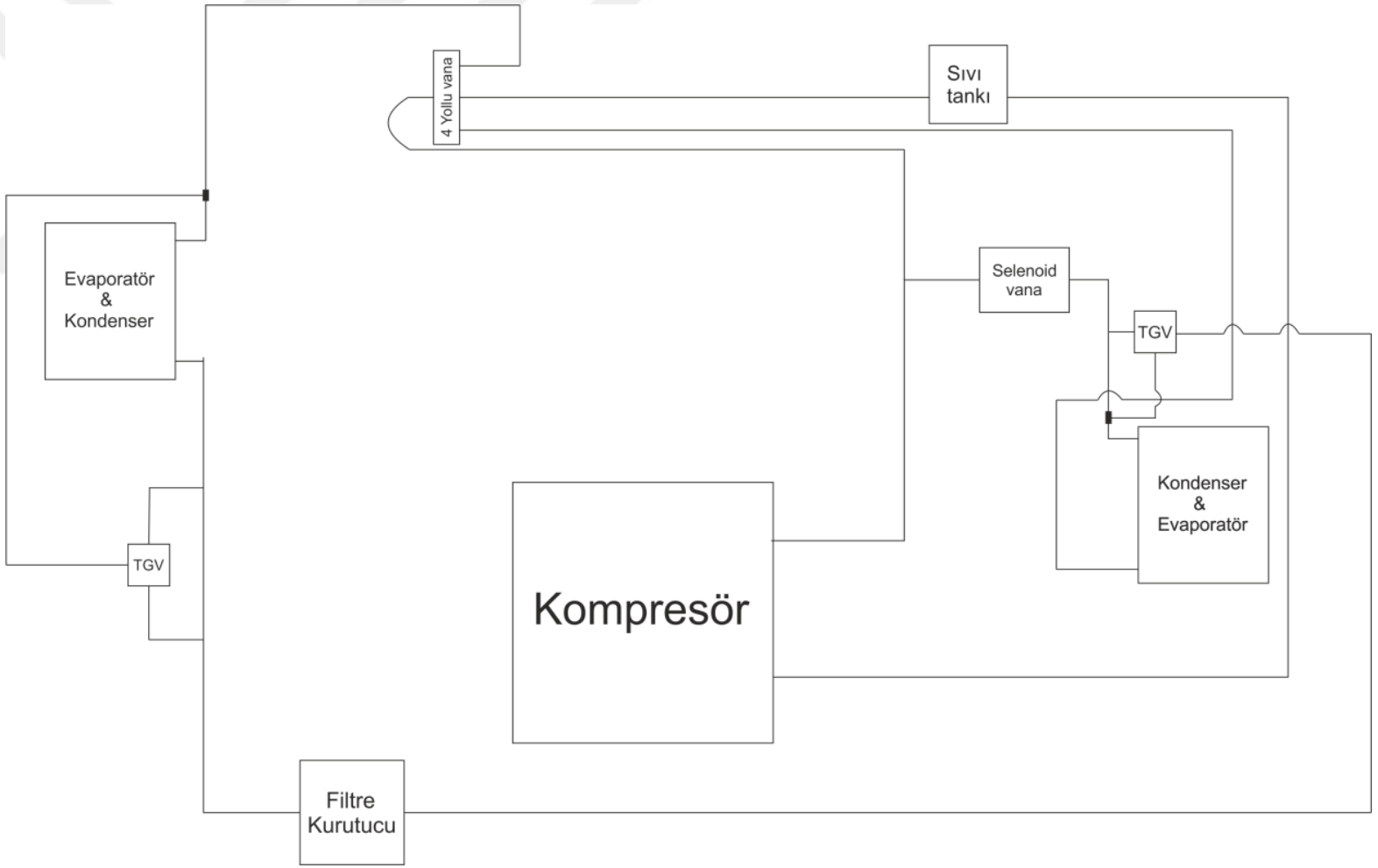
Duyarga; (5) Tapa; (6) Dış dengeleme yuvası; (7) Kızgınlık ayar yayı; (8)

Kızgınlık ayar vidası; (9) Tapa destek yay [21]



5.1.7 Sistem Devre Şemaları

Şekil 5.11: Isı geri kazanımı sistemi devre şeması



Şekil 5.12: Isı pompası bölümü devre şeması

5.2 Yöntem

5.2.1 Isı Geri Kazanım Ünitesindeki Isı (Soğu) Kazancının Hesaplanması Ve Cihaz Etkinlik Değeri

HVAC sistemlerde ısı (soğu) kazancı (kW), nem aktarımı veya yoğuşmanın olmadığı durumlarda taze havanın duyulur ısı değişimine eşit olacağından aşağıdaki formülizasyon kullanılır.

$$Q = \dot{m}_{hava} * c_{p_{hava}} * (T_{th,\zeta} - T_{th,g}) \quad (5.1)$$

Fakat cihazın bulunduğu ortamdan kaynaklanan taze hava ve eksoz havası arasında sıcaklık farkının ve taze hava bağıl neminin yüksek olması durumunda ısı (soğu) kazanımı uygulamalarında, taze hava içerisinde bulunan nemin belirli bir kısmı cihaz içerisinde yoğuşma olacağından bu tarz uygulamalarda ısı (soğu) kazancı taze hava giriş çıkış entalpi (kJ/kg) değişimi göz önüne alınarak hesaplanır [10].

$$Q = \dot{m}_{hava} * (h_{\zeta} - h_g) \quad (5.2)$$

HVAC sistemlerde ısı değiştirici olarak ısı tekeri, ısı borusu, reküperatör gibi elemanlar kullanılır. Genel olarak sistemlerde verimleri yüksek olduğundan dolayı reküperatör kullanılır ve bu elemanların etkinlik değerlerinin hesaplanması gerekmektedir. Bu etkinlik değerleri hesabında kış ve yaz uygulamaları için formülizasyon aynı fakat indisler farklıdır.

$$\epsilon_y = \frac{t_{th,g} - t_{rek,\zeta}}{t_{ek,g} - t_{th,\zeta}} \quad (\text{yaz uygulaması}) \quad (5.3)$$

$$\epsilon_y = \frac{t_{rek,\zeta} - t_{th,g}}{t_{ek,g} - t_{th,\zeta}} \quad (\text{kış uygulaması}) \quad (5.4)$$

$$\epsilon_{yt} = \frac{t_{th,g} - t_{th,\zeta}}{t_{ek,g} - t_{th,g}} \quad (\text{yaz uygulaması}) \quad (5.5)$$

$$\varepsilon_{yt} = \frac{t_{th,\zeta} - t_{th,g}}{t_{ek,g} - t_{th,g}} \quad (\text{kış uygulaması}) \quad (5.6)$$

5.2.2 Isı Pompalarının Termodinamik Prensipleri

Çevre ile olan etkileşimler ihmal edilmiştir. Bu şartlar altında sistemin ve bileşenlerinin termodinamik performans değerleri aşağıdaki verilen eşitlikler yardımıyla hesaplanabilir.

Isı makinası ve ısı pompası için Kondenser (yoğuşturucu) ve Evaporatör (buharlaştırıcı) kapasiteleri ile geçen havanın debisinin hesaplanması için gerekli ifadeler aşağıdaki gibidir [19].

Hava kütleli debisi;

$$\dot{m}_h = \rho_h * A * u \dots [\text{kg/sn}] \quad (5.7)$$

Kondenser (yoğuşturucu) kapasitesi;

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_h * (h_3 - h_2) \dots [\text{kW}] \quad (5.8)$$

Evaporatör (buharlaştırıcı) kapasitesi;

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_h * (h_2 - h_3) \dots [\text{kW}] \quad (5.9)$$

Isı pompası için ısıtma tesir katsayısı (COP_{ip}) ve soğutma tesir katsayısı (COP_{sm}) ifadeleri ise de aşağıdaki gibidir ;

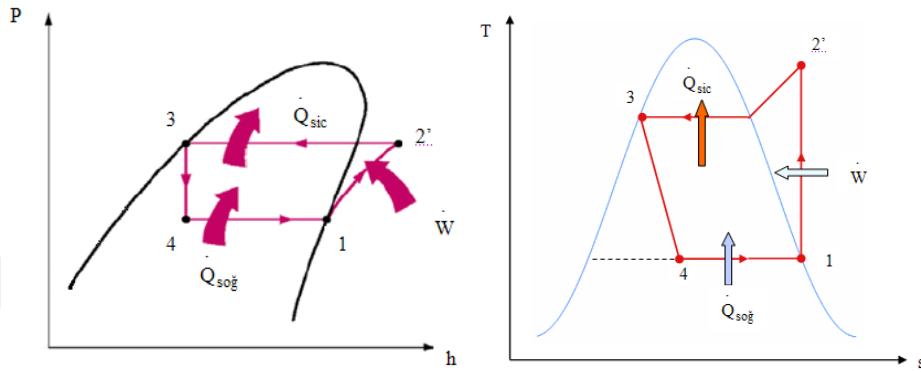
$$\text{COP}_{ip} = \frac{Q_{Kond.}}{W_{komp}} \dots [\text{kW}] \quad (5.10)$$

$$\text{COP}_{sm} = \frac{Q_{Evap}}{W_{Komp}} \dots [\text{kW}] \quad (5.11)$$

Eşitliklerde de görüldüğü gibi, kullanılan verim eşitliği ısı makinaları için doğru bir ifade olmasına karşılık, bu ifade ısı pompaları için kullanıldığında verim

ifadesinin dışına çıkmaktadır. Bu yüzden bu ifade ısı pompaları için tesir katsayısı olarak adlandırılmıştır. Bu iki ifadeyi birbirinden ayırmak gerekirse, tesir katsayısını karlılık olarak söylemek daha doğru olacaktır.

Isı pompalarında tesirlik ifadesinin maksimuma ulaştırabilmesi için kaynak sıcaklıklarının birbirine yaklaşması gerekir. Her iki kaynağın sıcaklıkları birbirine eşit olduğunda ise COP_{ip} ve / veya COP_{sm} sonsuz olmaktadır [29].



Şekil 5.13: a) Isı pompaları P-h diyagramı b) Isı pompaları T-s diyagramı

T – s ve P – h diyagramlarından da görüleceği gibi çevrimi oluşturan hal değişimleri şöyledir:

- 1 – 2' : Kompresörde izentropik (tersinir – adyabatik) sıkıştırma
- 2' – 3 : Yoğuşturucuda çevreye sabit basınçta ısı geçişi
- 3 – 4 : Genişleme vanasında sabit entalpide genişleme
- 4 – 1 : Buharlaştırıcıda akışkana sabit basınçta ısı geçişi

Buharlaştırıcıdan çıkan doymuş buhar kompresörde izentropik olarak daha yüksek bir basınç ve sıcaklığa sıkıştırılarak kızgın buhar haline getirilir (1 – 2' durumu). Daha sonra yoğuşturucuya giren kızgın buhar, kullanılabilir ısını dışarıya vererek sabit basınçta yoğuşur (2' – 3 durumu). Doymuş sıvı haldeki yüksek basınçlı akışkanın basıncı ve sıcaklığı genişleme vanasında buharlaştırıcı şartlarına getirilir (3 – 4 durumu). Buharlaştırıcıya giren akışkanın sıcaklığı ısı kaynağının sıcaklığından düşük olduğundan, ısı kaynağından akışkana sabit basınçta ısı geçişi olur ve akışkan

buharlaşır (4 – 1 durumu). Buradan sonra çevrim yeniden başlar ve bu şekilde devam eder.

5.2.3 Hata Analizinin Sisteme Uygulanması

Isı pompası destekli ısı geri kazanım cihazında yapılan ölçümler sırasında hava debisi, sıcaklık, nem gibi parametrelerin ölçümü sırasında sabit hatalardan, imalat hatalarından veya rastgele (dış ortam, çevresel etkiler, anlık değişimler gibi) hatalardan kaynaklanan hatalar ölçüm değerlerini etkilediği tahmin edilmiştir. Bu sebeplerden ötürü ısı pompası destekli ısı geri kazanım cihazımızda toplam hataların hesaplanması gerekmektedir.

Bir parametrenin değerlerinin ölçülmesinde, sabit hatalar, rastgele hatalar ve imalat hataları nedeniyle ortaya çıkan hatalar dikkate alınarak toplam hata hesabı aşağıda verilen denklem ile yapılabilir. Bu denklem farklı bağımsız değişkenlerden dolayı ortaya çıkan W_R belirsizliği şu şekilde ifade edilir[30]:

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_n \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_n \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.12)$$

Burada R: x_1, x_2, \dots, x_n bağımsız değişkenlerinin verilen bir fonksiyonudur. W_1, W_2, \dots, W_n ise bağımsız değişkenlerin belirsizlikleridir [30].

6. DENEY SONUÇLARI

6.1 Yaz ve Kış Şartları

Yapılan deneyler kadar bu deneylerin yapılması sırasında alınan verilerin doğru ve düzgün bir şekilde kayıt altına alınması gerekmektedir.

Bu kapsamda yapılan deneyler sonucu elde edilen veriler tablolara yerleştirilmiştir. Yerleştirilen bu verilerden faydalanarak yaz ve kış şartları için içlerinden seçilen bir adet deney ile örnek hesaplama yapılmıştır. İşlem kalabalığının önüne geçebilmek için diğer deneylerin hesaplarına yer verilmiş, standart tablolardan okunan değerler ile hesaplanan değerler birbirinden ayrılmıştır.

Ayrıca her sistemde yapılması gereken dış ortam şartlarından, ölçüm aletlerinin hassasiyetinden veya ölçüm alan kişiden kaynaklı hataların sistemimize olan etkisine değinilmiştir.

Tablo 6.1’de (yaz şartlarında) sistem üzerinden alınan sıcaklık, nem, toplam güç (Kompresör, fan güçleri) ve hava hızı değerleri verilmiştir.

Tablo 6.2’te ise yaz şartlarından bir adet deney ölçümleri verilerek, örnek bir hesaplama yapılmıştır.

Tablo 6.3’te (yaz şartlarında) ve Tablo 6.7 (kış şartlarında) alınan ölçüm sonuçlarına göre gerekli tablolardan havanın entalpi ve yoğuluk değerleri okunmuştur. Bu değerler kullanılarak Tablo 6.4 (yaz şartlarında) ve Tablo 6.8’da (kış şartlarında) ve bulunan değerler hesaplanmıştır.

Tablo 6.1: Yaz koşullarında (Soğutma) deney sonuçları

Deney No		1		2		3		4		5		6	
		T(°C)	H (%)	T(°C)	H (%)	T(°C)	H (%)	T(°C)	H (%)	T(°C)	H (%)	T(°C)	H (%)
Taze hava emiş		24,5	40	24,4	40	24,5	39	24,5	39	24,6	39	24,7	39
Rekuperatör çıkış		22,7	45	23,2	44	23,5	44	23,8	43	24,4	42	24,5	41
Taze hava üfleme		14,7	68	15,0	67	15,3	66	15,7	65	16,3	62	16,6	59
Egzoz havası emiş		20,0	47	21,0	47	22,0	49	23,0	47	24,1	45	25,0	41
Rekuperatör çıkış		22,5	42	23,1	43	23,7	46	24,1	46	24,7	44	25,1	42
Egzoz havası üfleme		39,5	17	42,6	16	43,2	17	43,8	17	44,6	16	45,3	15
Kompresör	W	810		830		840		849		858		867	
Taze hava fanı	W	30		30		30		30		30		30	
Egzoz hava fanı	W	58,8		58,8		58,8		58,2		58,2		57,6	
Hava hızı	m/sn	6,3		6,2		6		6,2		5,8		5,6	

Tablo 6.2: Yaz şartları için örnek hesaplama

	SICAKLIK(°C)	NEM(%)	GÜÇ (WATT)
Taze Hava Emiş	24,5	40	
Rekuperatör Çıkış	22,7	45	
Taze Hava Üfleme	14,7	68	
Egzoz Havası Emiş	20,0	47	
Rekuperatör Çıkış	22,5	42	
Egzoz Havası Üfleme	39,5	17	
Kompresör			810
Taze Hava Fanı			30
Egzoz Hava Fanı			58,8
HAVA HIZI (M/Sn)	6,3		

Hesaplamalarda gerekli olan entalpi değerleri Tablo 6.3'te verilmiştir.

u: 6,3 m/sn (hava hız duyargası (sensörü) ile ölçülmüştür)

$$A = \frac{\pi \times (20 \times 10^{-2})^2}{4} = 0,0314 \text{ m}^2$$

$\rho = 1,220 \text{ kg/m}^3$ (14,7 °C, 101,325 kPa, Balıkesir rakım: 120 m'de)

Yukarıda belirlenen değerlere göre, öncelikle sirkülasyonu sağlanan havanın ısı geri kazanım cihazı içerisindeki kütleli debi hesabı teorik olarak yapıp, rekuperatör etkinlik değeri, COP ve evaporatör kapasitesi hesaplanacaktır.

Kanal içerisindeki havanın kütleli debisi (5.7) eşitliği kullanılarak:

$$\dot{m} = 0,241 \text{ kg/sn}$$

Buharlaştırıcı (evaporatör) kapasitesi (5.9) eşitliği kullanılarak:

$$\dot{Q}_e = 2,374 \text{ kW} = 2374 \text{ Watt}$$

Kompresör gücü:

$$\dot{W}_c = V_m \cdot I_m \cdot \cos\phi = 810 \text{ Watt (Dijital olarak cihaz üzerinden okunmuştur.)}$$

Soğutma tesir katsayısı (COP) (5.10) eşitliği kullanılarak:

$$\text{COP}_{ip} = \frac{2374}{810} = 2,93$$

Soğutma (yaz) konumunda reküperatör etkinlik değeri (5.3) eşitliği kullanılarak:

$$\varepsilon_y = \frac{24,5 - 22,7}{20 - 24,5} = -0,4$$

Soğutma (yaz) konumunda toplam (ısı pompası+reküperatör) etkinlik değeri (5.4) eşitliği kullanılarak:

$$\varepsilon_{yt} = \frac{24,5 - 14,7}{20 - 24,5} = -2,17$$

Tablo 6.3: Deney sonuçlarına göre gerekli tablolardan okunan değerler

Deney No	Birim	1	2	3	4	5	6
Taze hava emiş entalpisi (h_1)	kJ/kg	44,39	44,17	43,89	43,89	44,11	44,33
Rekuperatör çıkış entalpisi (h_2)	kJ/kg	42,74	43,41	44,09	44,29	45,17	44,89
Taze hava üfleme entalpisi (h_3)	kJ/kg	32,90	33,28	33,67	34,27	34,72	34,47
Hava yoğunluğu	kg/m ³	1,220	1,219	1,217	1,227	1,213	1,212

Yukarıdaki tabloda verilen yoğunluk değerleri ilgili sıcaklık, basınç baz alınarak tablo değerleri kullanılmıştır. (Basınç = 101,325 kPa, Balıkesir rakım:120 m'de)

Tablo 6.4: Deney sonuçları ve tablolardan okunan değerler ile yapılan hesaplama sonuçları

Deney No	Birim	1	2	3	4	5	6
Rekuperatör etkinlik değeri	-	0,4	0,352	0,285	0,466	0,4	0,667
Toplam etkinlik değeri	-	2,17	2,76	3,68	5,86	13,83	27
\dot{m} (hava kütleli debisi)	kg/sn	0,241	0,237	0,229	0,239	0,220	0,213
\dot{Q}_e (evaporatör kapasitesi)	kW	2,374	2,404	2,389	2,393	2,308	2,220
COP _{sm}	-	2,93	2,89	2,84	2,81	2,69	2,56

Kütleli debi formülünde kullanılan alan ifadesi ise, menfez çıkışı olarak alınmıştır. (Menfez çıkışı çap = 200mm, $A=0,0314m^2$ sabit olarak hesaplanmıştır.)

Tablo 6.5: Kış koşullarında (Isıtma) deney sonuçları

Deney No		1		2		3		4		5		6	
		T(°C)	H (%)	T(°C)	H (%)	T(°C)	H (%)	T(°C)	H (%)	T(°C)	H (%)	T(°C)	H (%)
Taze hava emiş		14,6	57	14,4	59	14,5	59	14,5	58	14,6	58	14,5	58
Rekuperatör çıkış		18,5	49/35	18,6	48	19,1	47	19,9	46	20,1	45	20,5	44
Taze hava üfleme		35,1	24/57	35,4	20	35,9	19	35,9	27	35,7	20	35,6	19
Egzoz havası emiş		20,1	44	21,1	42	22,0	40	23,1	37	24,0	36	25,2	34
Rekuperatör çıkış		18,4	49	18,4	49	18,8	48	19,7	46	20,0	46	20,5	45
Egzoz havası üfleme		8,3	78,5	6,5	91,2	7,2	95,0	11	66	9,4	76,9	9,6	82
Kompresör gücü	W	834		841		852		863		874		882	
Taze hava fan gücü	W	16,8		17,4		18,0		16,8		16,8		18,0	
Egzoz hava fan gücü	W	55,8		55,8		58,2		55,8		55,8		57,0	
Hava hızı	m/sn	6,8		6,9		6,9		7,0		7,1		7,2	

Tablo 6.6: Kış şartları için örnek hesaplama

	SICAKLIK(°C)	NEM(%)	GÜÇ (WATT)
Taze Hava Emiş	14,6	57	
Rekuperatör Çıkış	18,5	49/35	
Taze Hava Üfleme	35,1	24/57	
Egzoz Havası Emiş	20,1	44	
Rekuperatör Çıkış	18,4	49	
Egzoz Havası Üfleme	8,3	78,5	
Kompresör			834
Taze Hava Fanı			16,8
Egzoz Hava Fanı			55,8
HAVA HIZI (M/Sn)	6,8		

Hesaplamalarda gerekli olan entalpi değerleri Tabl 6.7’de verilmiştir.

u: 6,8 m/sn (hava hız duyargası (sensörü) ile ölçülmüştür)

$$A = \frac{\pi \times (20 \times 10^{-2})^2}{4} = 0,0314 \text{ m}^2$$

$\rho = 1,138 \text{ kg/m}^3$ (35,1 °C, 101,325 kPa, Balıkesir rakım:120 m’de)

Yukarıda belirlenen değerlere göre, öncelikle sirkülasyonu sağlanan havanın ısı geri kazanım cihazı içerisindeki kütleli debi hesabı teorik olarak yapılarak, rekuperatör etkinlik değeri, COP ve kondenser kapasitesi aşağıdaki bağıntılarla hesaplanacaktır.

Kanal içerisindeki havanın kütleli debisi (5.7) eşitliği kullanılarak:

$$\dot{m} = 0,242 \text{ kg/sn}$$

Yoğunlaştırıcı (kondenser) kapasitesi (5.8) eşitliği kullanılarak:

$$\dot{Q}_k = 6,035 \text{ kW} = 6035 \text{ Watt}$$

Kompresör gücü:

$$\dot{W}_c = V_m \cdot I_m \cdot \cos\phi = 834 \text{ Watt (Dijital olarak cihaz üzerinden okunmuştur.)}$$

Isıtma tesir katsayısı (COP) (5.11) eşitliği kullanılarak :

$$\text{COP}_{ip} = \frac{6035}{834} = 7,23$$

Isıtma (kış) konumunda reküperatör etkinlik değeri (5.5) eşitliği kullanılarak:

$$\varepsilon_y = \frac{18,5 - 14,6}{20,1 - 14,6} = 0,7$$

Isıtma (kış) konumunda toplam (ısı pompası+reküperatör) etkinlik değeri (5.6) eşitliği kullanılarak:

$$\varepsilon_{yt} = \frac{35,1 - 14,6}{20,1 - 14,6} = 3,72$$

Tablo 6.7: Deney sonuçlarına göre gerekli tablolardan okunan değerler

Deney No	Birim	1	2	3	4	5	6
Taze hava emiş entalpisi (h_1)	kJ/kg	29,74	29,87	30,07	29,80	30,09	29,8
Reküpöratör çıkış entalpisi (h_2)	kJ/kg	35,26	35,12	35,80	37,09	37,13	37,58
Taze hava üfleme entalpisi (h_3)	kJ/kg	60,1	54,21	54,28	55,25	54,83	53,67
Hava yoğunluğu	kg/m ³	1,138	1,138	1,136	1,137	1,136	1,138

Yukarıdaki tabloda verilen yoğunluk değerleri ilgili sıcaklık, basınç baz alınarak tablo değerleri kullanılmıştır. (Basınç = 101,325 kPa, Balıkesir rakım:120 m' de)

Tablo 6.8: Deney sonuçları ve tablolardan okunan değerler ile yapılan hesaplamalar sonuçları

Deney No	Birim	1	2	3	4	5	6
Reküpöratör etkinlik değeri	-	0,7	0,626	0,613	0,627	0,585	0,571
Toplam etkinlik değeri	-	3,72	3,13	2,85	2,48	2,24	1,97
\dot{m} (hava kütleli debisi)	kg/sn	0,242	0,246	0,246	0,249	0,250	0,257
\dot{Q}_k (kondenser kapasitesi)	kW	6,035	4,706	4,548	4,538	4,425	4,139
COP _{ip}	-	7,23	5,59	5,33	5,258	5,06	4,69

Kütleli debi formülünde kullanılan alan ifadesi ise, menfez çıkışı olarak alınmıştır. (Menfez çıkışı çap = 200mm, $A=0,0314m^2$ sabit olarak hesaplanmıştır.)

6.2 Hata Analizi Hesaplamaları

6.2.1 Sıcaklık Ölçümlerinde Yapılan Hatalar

Sıcaklık ölçümlerinde yapılan hatalar, deney sırasında kullanılan dijital ekipmanlardan kaynaklı hatalar olabilir. Bunun için yapılan ölçümlerden kaynaklı hataları şu şekilde sıralanabilir.

(a) Termoeleman çiftlerinden kaynaklanan hata = $\pm 0,15-0,35$ °C

(b) Dijital termometreden kaynaklanan hata = $\pm 0,1$ °C

(c) Bağlanma yerleri ve elemanlarından kaynaklanan hata = $\pm 0,1$ °C

Sistemde bulunan ekipmanlardan kaynaklanan hatalar (5.12) eşitliği düzenlenerek aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$W_T = [(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (6.1)$$

$$W_T = \pm 0,206 - 0,377 \text{ °C}$$

6.2.2 Hız Ölçümünden Kaynaklanan Hatalar

Deneyler sırasında cihazın hız ölçümler anemometre ile yapılmıştır. Bu ölçümlerden kaynaklı hatalar ise şu şekildedir:

(a2) Hava hızı ölçer (anemometre) hassasiyetinden kaynaklanan hatalar = $\pm 0,1$ m/sn

(b2) Sistemdeki debi kaçaklarından kaynaklanan hatalar = $\pm 0,1$ m/sn

Sistemde yapılan hava hız ölçümlerinden kaynaklanan toplam hata değeri (5.12) eşitliği düzenlenerek aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$W_H = [(a2)^2 + (b2)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (6.2)$$

$$W_H = \pm 0,141 \text{ m/sn}$$

6.2.3 Nem Ölçümünden Kaynaklanan Hatalar

Deneyleer sırasında cihaz üzerinden sıcaklığın yanı sıra nem ölçümü de alınmıştır. Bu ölçümler sırasında da hatalar meydana gelmiş olabilir ve bu hatalar şu şekildedir:

(a3) Nem ölçüm cihazının hassasiyetinden kaynaklanan hatalar = $\pm 0,1$ RH

(b3) Havanın bağıl neminin okunmasından kaynaklanan hatalar = $\pm 0,01$ RH

(c3) Dijital göstergedenden kaynaklanan hatalar = $\pm 0,1$ RH

Sistemde bulunan nem ölçüm cihazı ve olası durumlardan kaynaklanan toplam hata (5.12) eşitliği düzenlenerek aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$W_N = [(a3)^2 + (b3)^2 + (c3)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (6.3)$$

$$W_N = \pm 0,140 \text{ RH}$$

6.2.4 Diğer Hatalar

Tablo değerlerinin yada fiziksel değerlerin okunması sırasında yapılacak olan hatalarda hesap sonuçlarını etkileyeceğinden bu değerlerinde hesaba hatılması gerekir. Bu durumda bu hataların toplamı [31]:

$$W_{CP} = \pm 0,1-0,2$$

Tablo 6.9: Ölçülen parametrelerden meydana gelebilecek hatalar

<u>Parametreler</u>	<u>Birim</u>	<u>Toplam Hata</u>
<u>Sıcaklık ölçümündeki hatalar</u> W_T	$^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,206 - 0,377$
<u>Hız ölçümündeki hatalar</u> W_H	m/sn	$\pm 0,141$
<u>Nem ölçümündeki hatalar</u> W_N	%	$\pm 0,140$
<u>Diğer hatalar</u> W_{CP}	%	$\pm 0,1 - 0,2$

Yapılan toplam hata oranları Tablo 6.9’da verilmiş olup, bu hata oranları şu şekilde yorumlanmıştır.

Yapılan deneysel çalışmada 6 noktadan sıcaklık ve nem, 2 noktadan hava hızı ölçümleri alınmış olup, bu ölçümler değerlerinin hassasiyetleri hesaplanmak istenmiştir.

Yapılan analiz sonucu kullanılan ölçüm cihazlarının hassasiyet değerleri gerekli eşitlikler kullanılarak hesaplanmıştır. Sıcaklık, nem ve diğer parametrelerin ölçümleri sırasında kullanılan cihazlardan ve yapılan ölçümler sırasında dış etmenlerden dolayı oluşabilecek hatalar hesaplanmış, hesaplanan hata değerleri ölçüm sonuçlarıyla kıyaslandığında çok küçük değerler olduğu görülmüş, bu hataların deney sonuçlarına büyük etkilerinin olmayacağı anlaşılmıştır.

Hesaplanan hata değerleri içerisinde en büyük hata payı sıcaklık ölçümlerinden kaynaklanan hata olduğu görülmekte olup, bu hatanın yukarıda belirtildiği gibi ölçümlere pek etkisi olmadığı yapılan örnek hesaplamada da anlatılmıştır.

6.3 Sistemde Bulunan Hataların Etkisi

Hesaplanan hata değerlerinin sistem üzerine etkisini anlayabilmek için bir hesaplama yapılarak bunu gözlememiz gerekmektedir. Bu hesaplama için yapılan deneyler arasından bir adet deney seçilerek, bu deneyin hesaplama sonuçlarına ne gibi etkilerde bulunacağı incelenmiştir. İnceleme sırasında hata oranı en yüksek olan sıcaklık parametresi kullanılmıştır.

Tablo 6.10'da verilen sıcaklık değerlerine göre örnek bir hesaplama aşağıda yer almaktadır.

Tablo 6.10: Kış şartlarında (ısıtma) deney sonuçları-1 (sıcaklık hataları eklenmiş)

	SICAKLIK(°C)	NEM(%)	GÜÇ (WATT)
Taze Hava Emiş	14,6 (+0,377)	57	
Rekuperatör Çıkış	18,5 (-0,377)	49	
Taze Hava Üfleme	35,1 (+0,377)	24	
Egzoz Havası Emiş	20,1 (-0,377)	44	
Rekuperatör Çıkış	18,4	49	
Egzoz Havası Üfleme	8,3	78,5	
Kompresör			834
Taze Hava Fanı			16,8
Egzoz Hava Fanı			55,8
Hava Hızı (M/Sn)	6,8		

h_1 : 30,48 kJ/kg (psikrometrik diyagramdan okunmuştur)

h_2 : 34,49 kJ/kg (psikrometrik diyagramdan okunmuştur)

h_3 : 59,14 kJ/kg (psikrometrik diyagramdan okunmuştur)

u : 6,8 m/sn (hava hız duyarğı (sensörü) ile ölçülmüştür)

$$A = \frac{\pi \times (20 \times 10^{-2})^2}{4} = 0,0314 \text{ m}^2$$

$$\rho = 1,136 \text{ kg/m}^3 \text{ (35,47 } ^\circ\text{C, 101,325 kPa, Balıkesir rakım: 120 m'de)}$$

Yukarıda belirlenen değerlere göre, öncelikle sirkülasyonu sağlanan havanın ısı geri kazanım cihazı içerisindeki kütleli debi hesabı teorik olarak yapılıp, reküparatör etkinlik değeri, COP ve kondenser kapasitesi aşağıdaki bağıntılarla hesaplanacaktır.

Kanal içerisindeki havanın kütleli debisi (5.7) eşitliği kullanılarak:

$$\dot{m} = 0,242 \text{ kg/sn}$$

Yoğunlaştırıcı (kondenser) kapasitesi (5.8) eşitliği kullanılarak:

$$\dot{Q}_k = 5.96 \text{ kW} = 5960 \text{ Watt}$$

Kompresör gücü:

$$\dot{W}_c = V_m \cdot I_m \cdot \cos\phi = 834 \text{ Watt (Dijital olarak cihaz üzerinden okunmuştur.)}$$

Isıtma tesir katsayısı (COP) (5.11) eşitliği kullanılarak:

$$\text{COP} = \frac{5960}{834} = 7,15$$

Isıtma (kış) konumunda reküparatör etkinlik değeri (5.5) eşitliği kullanılarak:

$$\varepsilon_y = \frac{18,13 - 14,97}{19,72 - 14,97} = 0,7$$

Isıtma (kış) konumunda toplam (ısı pompası+reküparatör) etkinlik değeri (5.6) eşitliği kullanılarak:

$$\varepsilon_{yt} = \frac{35,47 - 14,97}{19,76 - 14,97} = 3,9$$

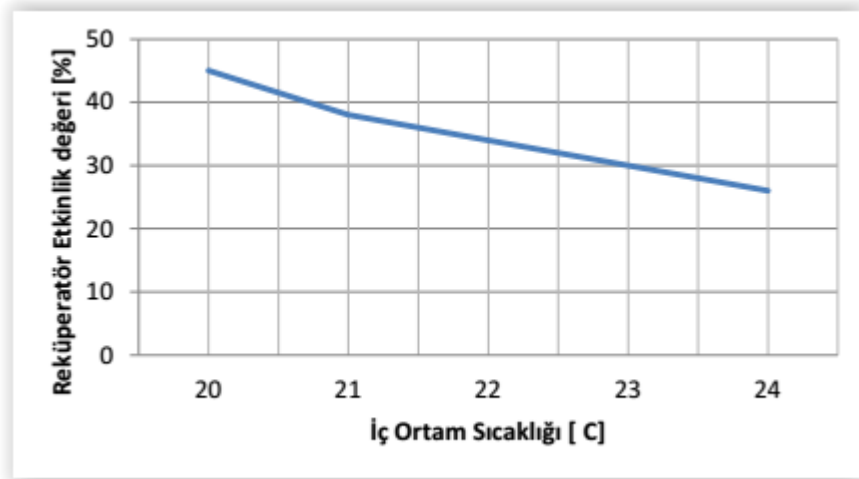


7. SONUÇ

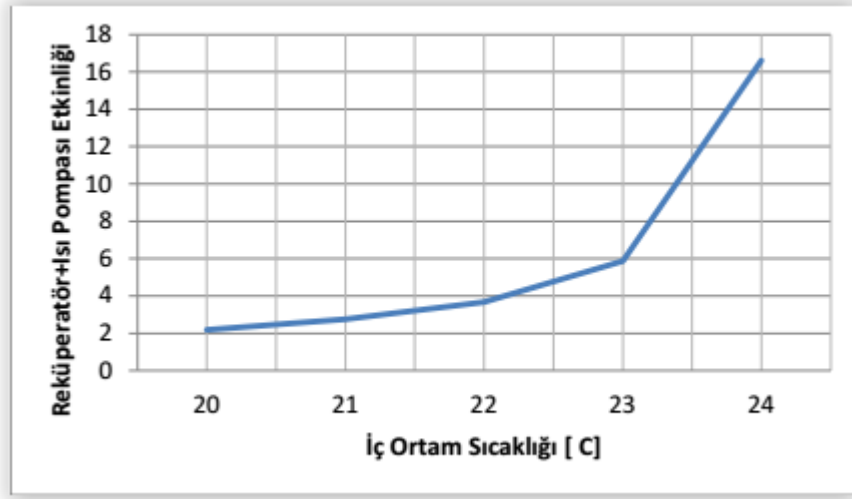
7.1 Cihazın Yaz Konumunda (Soğutma Amaçlı) Çalıştırılması

Isı geri kazanımlı ısı pompası destekli havalandırma cihazının yaz konumunda soğutma amaçlı testinde iç ortam sıcaklığına bağlı olarak; reküperatör etkinliği, toplam (reküperatör + ısı pompası) etkinliği ve ısı pompasının soğutma tesir katsayısı (COP) değişimi incelenmiş ve şu sonuçlara ulaşılmıştır:

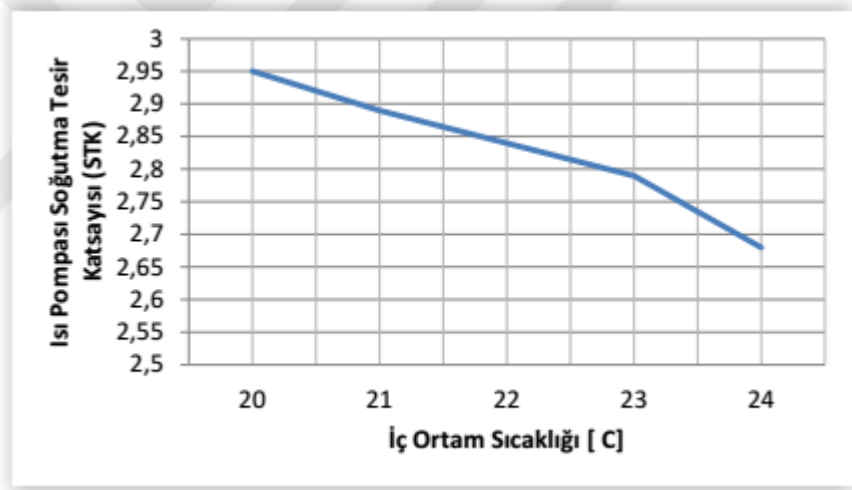
- Reküperatör etkinlik değeri Şekil 7.1’de de görüleceği üzere, iç ortam sıcaklığı arttıkça düşme eğilimindedir. %45’den başlayıp oransal olarak %26’ya doğru düşmüştür.
- Toplam etkinlik değeri (reküperatör + ısı pompası) Şekil 7.2’ de görüldüğü gibi, iç ortam sıcaklığı arttıkça parabolik olarak artmaktadır.
- Isı pompası soğutma tesir katsayısı (COP) ise Şekil 7.3’teki gibi iç ortam sıcaklığı arttıkça düşme eğilimindedir.



Şekil 7.1: Reküperatör etkinlik değerinin iç ortam sıcaklığına bağlı değişimi (yaz uygulaması)



Şekil 7.2: Rekuperatör + ısı pompası etkinlik değerinin iç ortam sıcaklığına bağlı değişimi (yaz uygulaması)

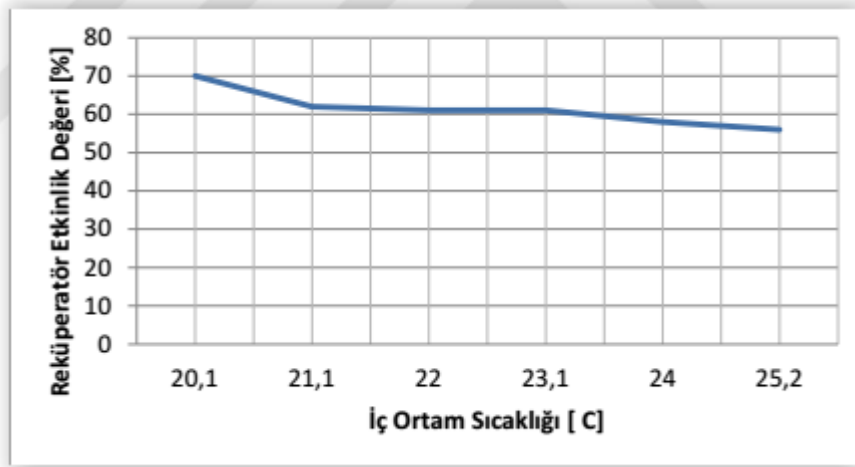


Şekil 7.3: Isı pompası soğutma tesir katsayısının (COP) iç ortam sıcaklığına bağlı değişimi (yaz uygulaması)

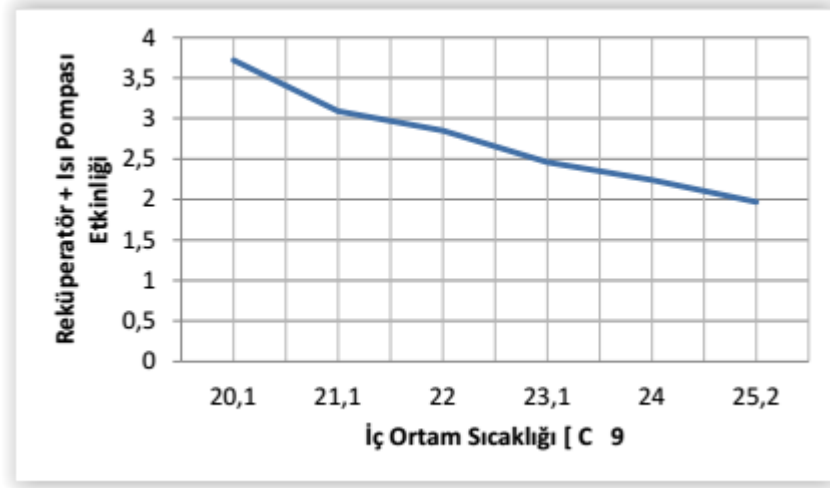
7.2 Cihazın Kış Konumunda (Isıtma Amaçlı) Çalıştırılması

Cihazının kış konumunda ısıtma amaçlı testinde dış sıcaklık 14,5 °C civarında sabit tutulmaya çalışılmış, iç ortam sıcaklığı 20 ila 25 °C arasında birer derecelik farklarla değiştirilmiştir. Deney sonuçları hesaplanmış ve aşağıdaki grafiklere göre şu sonuçlar elde edilmiştir:

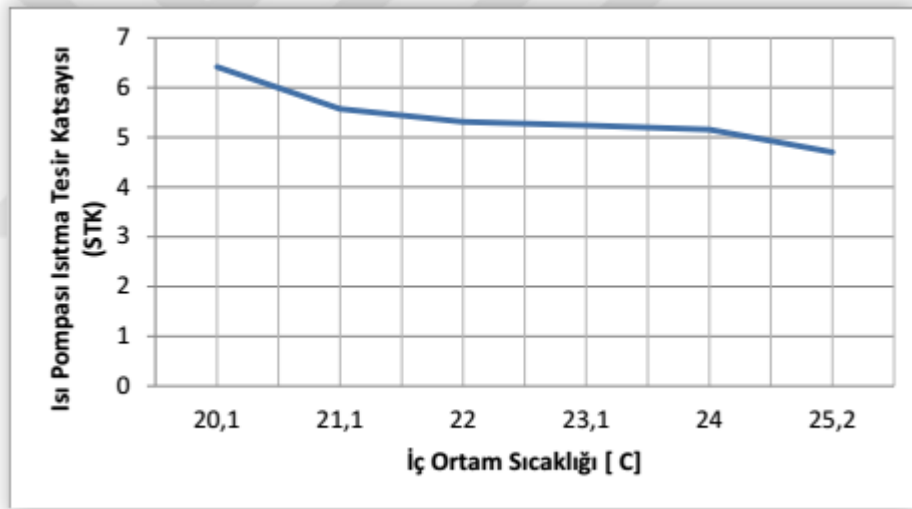
- Reküperatör etkinlik değeri Şekil 7.4’de de görüleceği üzere iç ortam sıcaklığı arttıkça düşme eğilimindedir. %70’den başlayıp oransal olarak %56’ya doğru düşmüştür.
- Toplam etkinlik değeri (reküperatör + ısı pompası) Şekil 7.5’ de görüldüğü gibi, iç ortam sıcaklığı arttıkça parabolik olarak azalmaktadır.
- Isı pompası soğutma tesir katsayısı (COP) ise Şekil 7.6’teki gibi iç ortam sıcaklığı arttıkça hafifçe düşme eğilimindedir.



Şekil 7.4: Reküperatör etkinlik değerinin iç ortam sıcaklığına bağlı değişimi (kış uygulaması)



Şekil 7.5: Toplam (reküperatör + ısı pompası) etkinlik değerinin iç ortam sıcaklığına bağlı değişimi (kış uygulaması)



Şekil 7.6: Isı pompasının ısıtma tesir katsayısının (COP) iç ortam sıcaklığına bağlı değişimi (kış uygulaması)

8. TARTIŞMA

Deneyler sırasında iç ortam sıcaklığının artması durumunda, soğutucu akışkanın özgül hacminde artışa sebep olacaktır. Böylelikle kompresöre gelen soğutucu akışkanı, kompresörün sıkıştırabilmesi için birim zaman başına harcıyacağı enerji miktarı artış göstermektedir.

Rekuperatör ile ısı pompasının beraber çalıştırılması durumunda toplam etkinliği hem soğutmada hem de ısıtmada iç/dış sıcaklık farkı birbirine yaklaştıkça artmaktadır. Bunun sebebi ısı pompalarında iç/dış sıcaklık farkı arttıkça etkinlik değeri azalırken, aynı durumda rekuperatörün etkinlik değerinin artması toplam etkinlik değerini artırmaktadır.

Tablo 8.1: Kış deneyleri ısı pompasının rekuperatör etkinliğine etki yüzdesi

	1	2	3	4	5	6
Rekuperatör etkinliği	0,7	0,626	0,613	0,627	0,585	0,571
Toplam etkinlik	3,72	3,13	2,85	2,48	2,24	1,97
Fark yüzdesi (%)	431	400	364	295	282	245

Tablo 8.1’de ısı pompası eklenmesi şartıyla rekuperatör etkinlik değerinin ne kadar artacağı görülmektedir. Bu şartlarda ısı geri kazanım cihazına ısı pompası eklenmesinin herhangi bir zararı olmayacağına aksine zarardan fazla kar elde edileceği gözükmetedir.

Tablo 8.2: Yaz deneyleri ısı pompasının reküparatör etkinliğine etki yüzdesi

	1	2	3	4	5	6
Reküparatör etkinliği	0,4	0,352	0,285	0,466	0,4	0,667
Toplam etkinlik	2,17	2,76	3,68	5,86	13,83	27
Fark yüzdesi (%)	442	684	1192	1157	3357	3947

Tablo 8.2’de reküparatör etkinlik fark yüzdesinin bu kadar yüksek çıkmasının sebebi, alınan ölçümlerden kaynaklanan hatalardan olduğu tahmin edilmekte, farklı şartlar sağlandığı takdirde bu fark yüzdesinin kış şartları gibi olacağı düşünülmektedir.

Sistemde kullanılan ısı pompasının COP_{ip} , doğal olarak sistemin COP_{sm} yüksek çıkmaktadır. Fakat iç ve dış ortam sıcaklık farkı arttıkça bu iki katsayı arasındaki fark azalma eğilimi göstermektedir.

Tablo 8.3: Isı pompasının sisteme kazandırdığı ısıtma ve soğutma kazançları

	1	2	3	4	5	6
Isıtma Gücü(kW)	6,035	4,706	4,548	4,538	4,425	4,139
Soğutma Gücü(kW)	2,374	2,404	2,389	2,393	2,308	2,220

Tablo 8.3’de her bir deney için alınmış sonuçlar gözüksede, ısı pompasının iç ortama etkisine değinecek olursak, 20 °C iç ortam sıcaklığında 6,035 kW ısıtma gücünü ortama verebilmektedir. Benzer şekilde 20 °C iç ortam şartlarında 2,374 kW soğutma gücü eklemektedir.

Tablo 8.4: Hata oranları ile normal değerler arasında fark yüzdeleri

	Normal Değerler	Hata Oranı Eklenmiş Değerler	Fark Yüzdesi (%)
Kondenser Gücü (W)	6035	5960	1,24
COP	7,23	7,15	1,10
Rekuperatör etkinliği	0,7	0,698	0,28
Isı pompası + rekuperatör etkinliği	3,72	3,9	4,8

Tablo 8.4’de görüleceği üzere sadece “ısı pompası + rekuperatör etkinlik değeri” yüzdesi beklenenden daha yüksek çıkmıştır. Bu değer yüksek çıkmasının sebepleri arasında birbiri ile alakalı sıcaklık hata oranlarının en uzak, yani bir değer “+” olarak en yüksek diğer değer ise “-“ olarak en düşük seçilerek iki sıcaklık arasındaki fark maximum olacak şekilde seçilmiş olmasıdır. Uygulamada böyle bir netice ile karşılaşmak hayli güç olsa da bir ihtimal dahilindedir.

Oldukça hassas işlemlerde %1’lik bile çıkacak hata oranı sistem üzerinde olumsuz etkiler yaratacağı bilinmesine karşın, üzerinde çalıştığımız sistemde oluşacak olan bu hata yüzdeleri göz ardı edilecek düzeydedir.

Sonuç olarak, HRV cihazlarına ısı pompası özelliği eklenmesi ile bu iki cihazın ortak paydada buluşturulması cihazların etkinliğini arttırmıştır. Bu iki cihazın bir arada çalıştırılması ile HRV ve ısı pompasının avantajları birleştirilmiş olur. Aynı anda iç ortamın taze hava ihtiyacı karşılanırken oluşacak ısı kayıplarının önüne geçilmiş ve dolayısıyla iç ortamda yaşanacak ısıl konforsuzlukların önüne geçilmiş olur.

9. KAYNAKÇA

- [1]Bulgurcu, H., “Lokal ısı-enerji geri kazanımlı havalandırma cihazlarının tasarımı”, *V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 145-150, (2001).
- [2]<http://www.solarcrest.co.uk/heat-recovery-ventilation.asp> (Erişim tarihi 12.12.2016).
- [3]Francesco, A., Giorgio B., Francesco B., and Matteo C., “Experimental performance analyses of a heat recovery system for mechanical ventilation in buildings”, *70th Conference of the ATI Engineering Association*, Energy Procedia 82, 465 – 471, (2015).
- [4]Qian, W. and Sture, H., “Combined retrofitting with low temperature heating and ventilation energy savings”, *6th International Building Physics Conference*, Energy Procedia 78, 1081 – 1086, (2015).
- [5]Yang, W, Fu-Yun, Z., Jens, K. , Hartmut, S. and Ernst, R., “School building energy performance and classroom air environment implemented with the heat recovery heat pump and displacement ventilation system”, *Applied Energy 114*, 58–68, (2014).
- [6]Kaya, O. ve Küçüka, S., “Havadan havaya ısı geri kazanım cihazlarının ts en 308 standarına göre verim testlerinin yapılması”, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, Sayı 141, (2014).
- [7]Tandemir, Ş., “Hava-hava ısı pompasının teorik ve deneysel incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Çorum, (2014).
- [8]Kocabaş, C., “Farklı malzemelerden imal edilmiş plakalı ısı değiştiricilerinin atık ısı geri kazanım performanslarının deneysel analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine ve İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı, Bilecik, (2014).

- [9]Khalaji, N. M., “Çapraz akışlı (hrv) sisteminde ısı ve akışın deneysel ve sayısal incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Erzurum, (2013).
- [10]Çakır, U. ve Çomaklı, K., “Hava kaynaklı bir ısı pompasının farklı çalışma şartları altında termodinamik performans analizi”, *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, (2011).
- [11]Demirbaş, P., “Isı pompası destekli çamaşır kurutucusu tasarımı ve deneysel analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Kırıkkale, (2011).
- [12]Özyirmidokuz, M. H., “Hava kaynaklı ısı pompası ve ekserji analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Kayseri, (2010).
- [13]Ünlü, G., “Sürdürülebilir binalar için hvac sistemleri seçimi, tasarımı ve enerji analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara (2010).
- [14]Çelebi, A., “Atık ısı geri kazanımlı ısı pompası sistemi simülasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Konya, (2006).
- [15]Öztürk, H. K., Atalay, Ö. Ve Yılandı, A., “Yapılarda kullanılan hvac sistemlerinde kontrol ve enerji verimliliği”, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, Sayı: 90, 69-76, (2005).
- [16]Küçüka, S., “Isı geri kazanım cihazlarının bazı şehirlerdeki yıllık toplam ısıtma ve soğutma kazançları”, *VII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir 2005,
- [17]Şahan, M., “İklimlendirme sistemlerinde ısı geri kazanımı”, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, Sayı: 88, 5-12, (2005).
- [18]Şahan, M., “HVAC uygulamalarında ısı geri kazanımı”, *IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Ve Dergisi*, İzmir, (1999).

- [19]Guangcai, G., Wei, Z., Liping, W. and Chih, W., “a New heat recovery technique for air-conditioning/heat-pump system”, *Applied Thermal Engineering* 28, (2008).
- [20]Yalım, A., “Isıtma, soğutma, havalandırma sistemleri ve enerji verimliliği”, (15 Mart 2017), http://margem.com.tr/downloads/iklimlendirme_sistemleri-margem.pdf, (2008).
- [21]<http://www.tesisat.org/isi-pompasi-nedir-isi-pompasi-nasil-calisir.html>, (Erişim tarihi 02 Mart 2017).
- [22]S.B. Riffat and M.C. Gillott, “Performance of a novel mechanical ventilation heat recovery heat pump system”, *Applied Thermal Engineering* 22, 839–845, (2002).
- [23]Sarı, B., “Isı pompası sistemleri genel bilgiler” (8 Aralık 2016), http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/2cad5c091ebf728_ek.pdf, (2014).
- [24]Kıncay, O., “Isı pompaları” (07 Kasım 2016), http://nibeisipompasi.com/core/core_images/%C4%B1s%C4%B1_pompas%C4%B1_tan%C4%B1t%C4%B1m%C4%B1.pdf, (2008).
- [25]Ebru, K. A., “Deneysel çalışmalardaki hata analizine bir örnek: kurutma deneylerindeki hata analizi”, *Mühendis ve Makine, Cilt: 46 Sayı: 540*, (2005).
- [26] T.C. Millî Eğitim Bakanlığı, ”*Soğutma sistemi elemanları*”, Ankara, (2011).
- [27]http://hbogm.meb.gov.tr/modulerprogramlar/kursprogramlari/tesisat/moduller/evaporatorlerin_bakim_ve_montaji.pdf (Erişim tarihi 02 Mart 2017).
- [28]Anıl, A., “Genleşme vanası karakteristiğinin soğutma sistemi performansına etkisi”, *Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Termodinamik Anabilim Dalı, İZMİR, (Nisan-2008).
- [29]J.Y. Wu , R.Z. Wang and Y.X. Xu, “Dynamic analysis of heat recovery process for a continuous heat recovery adsorption heat pump”, *Energy Conversion and Management* 43, 2201–2211, (2002).

- [30] Aydın, D., Abdullah, A., Fevzi, G. ve Arzu, A., "Hava kaynaklı ısı pompası sisteminin performans katsayısı, enerji ve ekserji analizi", *Tesisat Mühendisliği Dergisi Sayı: 87, 33-42*, (2005).
- [31] Baskın, N., "Bir soğuk hava deposundaki farklı kontrol yöntemlerinin enerji verimliliği yönüyle karşılaştırmalı analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, Balıkesir, (2017).

