

**BALIKESİR YÖRESİNDE YER-SU KAYNAKLI ISI POMPASININ
PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Bahri AKSU

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ŞUBAT 2010
ANKARA**

Bahri AKSU tarafından hazırlanan BALIKESİR YÖRESİNDE YER-SU KAYNAKLI ISI POMPASININ PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK INCELENMESİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç.Dr. Hüseyin USTA

Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı

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

Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Karabük Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Hüseyin USTA

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Tayfun MENLİK

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Kurtuluş BORAN

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Musa Galip ÖZKAYA

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Tarih: 10/02/2010

Bu tez ile Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Bilal TOKLU

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

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

Bahri AKSU

**BALIKESİR YÖRESİNDE YER-SU KAYNAKLI ISI POMPASININ
PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

Bahri AKSU

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Şubat 2010**

ÖZET

Bu çalışmada Balıkesir yöresinde yer-suyu kaynaklı ısı pompası performansı incelendi. Bunun için 1,47 kW kondenser kapasitesine sahip bir ısı pompası sisteminin tasarımı ve imalatı yapıldı. Balıkesir ili Gönen ilçesi Gönen Meslek Yüksekokulu'ndaki gölete montajı yapıldı. Deneyler süresince farklı hava hızları, farklı su debileri ve farklı mahal havası koşullarında veriler kayıt altına alındı. Elde edilen bu verilerin ışığında sistemin performansı incelendi.

Bilim kodu : 708.3.015
Anahtar kelimeler : Isı pompası, yer kaynaklı, su kaynaklı
Sayfa adedi : 71
Tez yöneticisi : Yrd. Doç. Dr. Hüseyin USTA

**THE INVESTIGATION OF THE PERFORMANCE OF GROUND-WATER
SOURCED HEATPUMP IN BALIKESIR**

(M.Sc.Thesis)

Bahri AKSU

**GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

February 2010

ABSTRACT

In this study, the performance of ground water sourced heat pump has been investigated in Balıkesir region. Therefore a heat pump system which has 1.47 kW condenser has been designed and manufactured. And it has been established at a lake in Gönen in Balıkesir. Throughout the experiments with different air velocities, different water fluids and different place conditions experimental results have been reported.

Science Code	: 708.3.015
Key Words	: Heatpump, ground source, water source
Page Number	: 71
Adviser	: Asist. Prof. Dr. Hüseyin USTA

TEŞEKKÜR

Tezin hazırlanmasında hiçbir zaman yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Hüseyin USTA 'ya, deney cihazının tasarımında ve imalatında yardımı bulunan Yrd. Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU 'ya ve Deneysan Eğitim Cihazları San.ve Tic. çalışanlarına, Yrd. Doç. Dr. Ayhan ONAT 'a ve GÖNEN MYO 'ya, ayrıca çalışmalarımı destekleyen aileme teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜRLER	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI.....	3
3. ISI POMPASI	9
3.1. Isı Pompasının Tanımı.....	9
3.2. Isı Pompasının Termodinamik Prensipleri	10
3.3. Isı Pompası Kullanım Alanları	14
3.4. Isı Pompası Çeşitleri	15
3.4.1. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompası.....	15
3.5. Etkinlik ve Verimlilik Tanımları	16
3.5.1. Etki katsayısı (EK)	17
3.5.2. Enerji verimlilik oranı (EVO)	18
3.5.3. Isıtma mevsimsel performans faktörü (IMPF)	19
3.5.4. Mevsimsel enerji verimlilik oranı (MEVO).....	20

Sayfa

3.5.5. Mevsimsel performans faktörü (MPF)	21
4. ISI POMPASINDA KULLANILAN ISI KAYNAKLARI	22
4.1. Hava	23
4.2. Su	23
4.2.1. Yeraltı suyu	23
4.2.2. Yerüstü suyu	24
4.3. Toprak.....	24
4.4. Güneş	25
5. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR.....	27
5.1. Ana Hatlarıyla Soğutucu Akışkanlar.....	27
5.1.1. Soğutucu akışkanlarda aranan özellikler	28
5.1.2. R12 soğutucu akışkanı	29
5.1.2. R134a soğutucu akışkanı.....	31
5.2. Alternatif Soğutucu Akışkanlar	33
6. TASARIM.....	35
6.1. Deney Ortamının Isı Kaybı Hesabı	35
6.1.1. Taşınım ısı kaybı hesabı	36
6.1.2. Havalandırma ısı kaybı hesabı.....	39
6.2. Deney Düzeneğinin Tasarım Parametreleri	41
7. MATERYAL METOT	44
7.1. GİRİŞ	44
7.2. Deney Tesisatı	45
7.3. Deney Düzeneğinde Kullanılan Malzemeler	47

Sayfa

7.3.1. Kompresör	47
7.3.2. Sıcaklık ölçme aleti	47
7.3.3. Hava üfleyici (Fan motoru)	48
7.3.4. Ampermetre	49
7.3.5. Voltmetre	50
7.3.6. Cosφmetre	51
7.3.7. Su debimetresi	52
7.3.8. Gaz debimetresi	53
7.3.9. Alçak ve yüksek basınç manometresi	54
7.3.10. Filtre kurutucu	54
7.3.11. Genleşme valfi	54
7.3.12. Devir daim pompası	54
7.3.13. Dijital hava hızı ölçer (Anemometre)	55
8. ÖLÇÜM DEĞERLERİ VE HESAPLAMALAR.....	56
8.1. Ölçümler ve sonuçlar	56
8.2. Termodinamik Hesaplar	60
9. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	66
KAYNAKLAR	68
ÖZGEÇMİŞ.....	71

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 6.1. Duvarın ısı geçiş katsayısı	37
Çizelge 6.2. Döşemenin ısı geçiş katsayısı.....	38
Çizelge 6.3. Tavanın ısı geçiş katsayısı	38
Çizelge 6.4. Deney ortamının ısı kaybı hesabı	40
Çizelge 8.1. 1. hava şartında yapılan deneylerin girdileri.....	57
Çizelge 8.2. 2. hava şartında yapılan deneylerin girdileri.....	58
Çizelge 8.3. 3. hava şartında yapılan deneylerin girdileri.....	59
Çizelge 8.4. Deneyler sonucunda buharlaştırıcının çektiği ısı miktarı	62
Çizelge 8.5. Deneyler sonucunda yoğunlaştırıcının verdiği ısı miktarı.....	62
Çizelge 8.6. Deneyler sonucunda sistemin harcadığı enerji miktarı.....	62
Çizelge 8.7. Deneyler sonucunda elde edilen ITK değerleri	62

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1 Isı makinası ve ısı pompası prensip şeması.....	9
Şekil 3.2 Carnot ve Ters Carnot çevrimi T-s diyagramı.....	11
Şekil 3.3 Rankin ve Ters Rankin çevrimi T-s diyagramı.....	12
Şekil 3.4. İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrim Lnp-h diyagramı.....	12
Şekil 3.5. Aşırı ısıtma ve aşırı kızdırmalı buhar sıkıştırırmalı çevrim Lnp-h diyagramı	13
Şekil 3.6. Gerçek soğutma çevrimi T-S diyagramı	14
Şekil 3.7. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompası.....	16
Şekil 4.1. Toprak kaynaklı ısı pompaları	26
Şekil 5.1. R12 soğutucu akışkanının lnP-h diyagramı.....	30
Şekil 5.2. R134a soğutucu akışkanının lnP-h diyagramı.....	32
Şekil 6.1. Deney odasının önden ve üstten görünüşü.....	35
Şekil 6.2. Duvarın, döşemenin ve tavanın yapı bileşenleri.....	37
Şekil 6.3. Tasarım koşullarına göre sistemin lnP-h diyagramı	41
Şekil 7.1. Isı pompası deney ve ölçüm noktaları şeması	46
Şekil 8.1. Psikrometrik diyagram.....	61
Şekil 9.2. 1. hava şartında hava hızına ve su debisine bağlı olarak ITK değişimi	63
Şekil 9.3. 2. hava şartında hava hızına ve su debisine bağlı olarak ITK değişimi	64
Şekil 9.4. 3. hava şartında hava hızına ve su debisine bağlı olarak ITK değişimi	65

RESİMLER LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 7.1. Deney yapılan gölet	44
Resim 7.2. Deney düzeneği	45
Resim 7.3. Deney düzeneği kontrol panosu ve çok kanallı termometre	48
Resim 7.4. Ampermetre	49
Resim 7.5. Voltmetre	50
Resim 7.6. Cosφmetre	51
Resim 7.7. Su debimetresi	52
Resim 7.8. Gaz debimetresi	53
Resim 7.9. Dijital hava hızı ölçer	55

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
a	Yarık geçirkenlik katsayısı, m^3/mh
α	Yüzey ısı transfer katsayısı, W/m^2K
A_{kanal}	Hava kanalı alanı, m^2
A	Hesaba katılan toplam yüzey alanı, m^2
cp_{su}	Suyun özgül ısısı, kJ/kgK
d	Malzeme kalınlığı, m
Δt	İç ve dış ortam sıcaklık farkı, $^{\circ}C$
H	Bina tanım katsayısı
I	Akım şiddeti, A
ITK	Isıtma tesir katsayısı
ITK_c	Carnot çevrimi ısıtma tesir katsayısı
$\square$	Kanat yarık uzunluğu, m
λ	Malzemenin ısı iletkenliği, W/mK
k	Toplam ısı transfer katsayısı, W/m^2K
m_{hava}	Havanın kütleli debisi, kg/s
mr	Soğutucu akışkanın kütleli debisi, kg/s
m_{su}	Suyun kütleli debisi, kg/s
η	Verim
η_c	Carnot çevrimi verimi
P_c	Basma hattı basıncı, bar
P_e	Emme hattı basıncı, bar
q	Mahalin münferit kısımlarının ısı kaybı, W
Q_H	Isıtma etkisi, W
Q_h	mahalin toplam ısı ihtiyacı, W
Q_H	havalandırma ısı kaybı, W
Q_{iP}	Isıtma sezonunca verilen ısı enerjisi, Btu/h
Q_{iL}	Isıtma sezonunca verilen ilave ısı enerjisi, Btu/h

Simgeler	Açıklama
Q_L	Soğutma etkisi, W
Q_{ns}	Net soğutma kapasitesi, W
Q_0	Mahalin münferit kısımlarının toplam ısı kaybı, W
Q_{sic}	Yoğuşturucu ısısı, W
Q_{sog}	Buharlaştırıcı ısısı, W
Q_T	taşınım ısı kaybı, W
ρ_{hava}	Havanın yoğunluğu, kg/m^3
R	Mahal tanım katsayısı
STK	Soğutma tesir katsayısı
STK_c	Carnot çevrimi soğutma tesir katsayısı
T_{sog}	Carnot çevrimi buharlaşma sıcaklığı, °C
T_{sic}	Carnot çevrimi yoğuşma sıcaklığı, °C
T_1	Soğutucu akışkanın kompresöre giriş sıcaklığı, °C
T_2	Soğutucu akışkanın kompresörden çıkış sıcaklığı, °C
T_3	Soğutucu akışkanın genişleme valfine giriş sıcaklığı, °C
T_4	Soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış sıcaklığı, °C
T_5	Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı, °C
T_6	Göl suyunun buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı, °C
T_7	Göl suyunun buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığı, °C
T_8	Giriş havasının yaş termometre sıcaklığı, °C
T_9	Giriş havasının kuru termometre sıcaklığı, °C
T_{10}	Çıkış havasının kuru termometre sıcaklığı, °C
T_{11}	Çıkış havasının yaş termometre sıcaklığı, °C
U_{hava}	Hava hızı, m/s
V	Kompresör gerilim değeri, V
V_{hava}	Havanın hacimsel debisi, m^3/s
W	Kompresörün harcadığı enerji, W
W_{IL}	Isıtma sezonunca ilave verilen elektrik enerjisi, W

W_{IP}	Isıtma sezonunca ısı pompasına verilen elektrik ,W enerjisi, W
$W_{net,g}$	Kompresöre verilen elektrik enerjisi,W
W_{te}	Toplam elektrik enerjisi,W
Z	Kaybolan toplam ısıya yapılan ilaveler, %
Z_K	Köşe pencere tanım katsayısı

Kısaltmalar

Açıklama

ARI	
IEK	Isıtma etki katsayısı
IMPF	Isıtma mevsimsel performans faktörü
MEVO	Mevsimsel enerji verimlilik oranı
MPF	Mevsimsel performans faktörü
NTC	Termistör(negatif ısı etkili direnç)
SEK	Soğutma etki katsayısı
TKIP	Toprak kaynaklı ısı pompası

1. GİRİŞ

Enerji üretiminde fosil yakıtların yaygın olarak kullanılması ve bu yakıt rezervlerinin ömrünün sınırlı olması yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarının önemini artırmıştır. Fosil yakıt rezervlerinin sınırlı olduğunun farkında olan gelişmiş ülkeler bu sorunun giderilmesi için devlet desteğiyle doğal kaynaklardan, çevreye mümkün olduğunca az zarar veren ve tükenmeyen enerji kaynaklarını kullanan tesislerin geliştirilmesine ve uygulanmasına yönelmişlerdir. Bu bağlamda yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarından faydalanılması gelişmiş ülkelerde özendirilmekte ve devlet tarafından da desteklenmektedir. Günümüzde fosil kökenli kaynakların (kömür, petrol türevleri, doğalgaz vb.) yüksek maliyetlerinin ve ülkemizdeki rezervlerin az oluşu enerjinin verimli kullanımına ve alternatif enerji kaynaklarına yönelmemiz gerektiğini göstermektedir.

Bu bilgiler ışığında toprak gibi bünyesinde kullanılabilir bir enerji barındıran kaynaktan faydalanan sistemler alternatif olarak görülmektedir. Bunlardan biri olan ısı pompası sistemlerinin önemi her geçen gün artarak karşımıza çıkmaktadır.

Kış şartlarında toprağın ısınıncı olarak ısıtma amacıyla kullanan bu sistemler, yaz şartlarında mahalden aldığı ısıyı toprağı vererek soğutma ihtiyacını da karşılarlar. Toprak ısının yaz ve kış şartlarından etkilenmeden kararlı bir şekilde kalması ısı pompasının çalışması için uygun bir ortam sunar. Yaz ve kış şartlarında hava sıcaklıkları arasındaki fark toprak ve su sıcaklıkları arasındaki farktan daha büyüktür. Yani toprak ve su kaynakları yazın ısını abileceğimiz uygun bir ısı çukuru kışınsa ısı çekebileceğimiz uygun bir ısı kaynağı olarak karşımıza çıkmaktadır.

Isıtma ve soğutma yapabilen bu sistemler, yüksek ilk yatırım maliyetlerine karşın yüksek performans ve kararlı kapasite, basit kontroller ve ekipman, düşük bakım ve işletme giderleri, tasarım esnekliği, çevre dostu olmaları, uzun ömürlü olmaları gibi avantajları göz önüne alındığında alternatif bir enerji kaynağı olarak tercih edilmektedirler.

Bir diğer önemli husus ise Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi içinde imzalanmış olan Kyoto Protokolü'nün getirmiş olduğu bir takım yaptırımlardır. Türkiye 30 Mayıs 2008 de anlaşmayı imzalayacağını resmen açıklamış, ilgili kanun tasarısı 05 Şubat 2009'da TBMM Genel Kurulu'nda kabul edilerek yasalaşmıştır. Protokolün yaptırımlarını yerine getireceğini kabul eden ülkemiz 2009-2013 yılları arasında atmosfere salmış olduğu sera gazı miktarını 1990 yılındaki seviyeye çekeceğini resmen kabul etmiştir. Bu bağlamda enerji sektöründe önemli değişikliklere gidilecek, alternatif ve temiz enerji kaynaklarının kullanımı yaygınlaşacaktır. Gerek endüstriyel gerekse evsel ısı ihtiyacının karşılanmasında ısı pompası geleceğin teknolojisi olarak karşımıza çıkacaktır.

Bunun için coğrafi yönden ısı pompası kurmaya elverişli bir yer olan Balıkesir ilinde kamuoyu oluşturarak ısı pompası kullanımını artırmak ve ısı pompası kuracaklara ve bu konuda çalışma yapacaklara bir kaynak olması amacıyla bu deneysel çalışma yapılmıştır.

Deneysel çalışmada ısı kaynağı olarak göl suyu seçilmiş, deney yapılacak ortamın ısı kaybı hesabından yola çıkılarak yoğuşturucu kapasitesi belirlenmiştir. Yoğuşturucu kapasitesi baz alınarak buharlaştırıcı ve kompresör kapasiteleri bulunmuştur. Soğutucu akışkan olarak da R134a kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar tablo ve grafikler halinde verilmiştir.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Carnot, buharlı güç çevriminin ters çalıştırılması ile ısıнын çevreden alınıp, yüksek sıcaklık bölgesine transfer edilebileceğini fark etmiştir. Ancak, bu prensibe dayanan ısı pompalarının pratikte uygulanabilirliği fikri ilk defa William Thompson, daha sonra Lord Kelvin tarafından ortaya atılmıştır. Belirgin bir şekilde uygulama alanına girmesi ise II. Dünya Savaşından sonra olmuştur [1].

Partin, ısı pompaları için kapalı çevrimli toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılması üzerine bir çalışma yapmış ve göz önüne aldığı bir toprak kaynağı için toplam iletkenliğin ölçülmesiyle ilgili olarak bir yöntem vermiştir [2].

Kavanaugh, güney iklimlerde toprak ve su kaynaklı ısı pompalarının tasarımına yönelik esasları vermiştir. Bu sistemlerin nasıl daha verimli ve güvenilir olacağı konusunda metotlar vermiştir [3].

Mei ve Baxter, kurmuş oldukları deney düzeneğinde doğrudan genleşmeli toprak ısı değiştiricisinin bazı yarar ve sakıncalarını deneysel olarak belirlemişlerdir [4].

Sulatisky ve Van der Kamp, Kanada' da (Saskatchewan) konutlar için beş TKIP' ı değerlendirmişlerdir [5].

Salah El- Din, M. M., Arabistan'da toprak sıcaklığının derinliğe bağlı olarak periyodik değişimini tahmin ederek iki yaklaşım geliştirmiştir. Bunlar; Sinüs dalgası ve Fourier serisi yaklaşımıdır [6].

Leong, W.H., vd. , üç farklı toprak türü için beş değişik doyma derecesinde bilgisayar simülasyonu yapmışlardır. TKIP performansının büyük ölçüde toprağın nem içeriğine ve toprak türüne bağlı olduğunu, topraktaki nem azalışının TKIP' in performansını düşürdüğünü gözlemlemişlerdir [7].

Piechowski , M., yatay tip toprak ısı değiştiricisinin tasarımının daha doğru ve hesaplamalarının daha kolay olacağı simülasyonlar yapmıştır. Analitik çalışmada implicit ve explicit yöntemler kullanılmış ve bu iki yöntemin kıyaslanması yapılmıştır. Sonuçta implicit formülasyonun bu tür çalışmalarda daha iyi bir yöntem olduğunu göstermiştir [8].

Bernier, Michel A., düşey toprak ısı değiştiricili TKIP sistemini kullanarak ısı pompasının yıllık performansını saatlik zaman dilimlerinde yapılan simülasyonlarla göstermeyi amaçlamıştır. Daha sonra uygun denklem çözümlerinin kullanılmasıyla toprak ısı transfer denklemleri çözülmüş ve ısı pompası performansı kısa süreli simülasyonlarla bulunmuştur [9].

Sodha, M. Singh, yer ve yer altı yapılar arasındaki dinamik ısı transferi için keyfi zaman aralıklarında simülasyon yapmıştır. Deneysel datalar ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır [10].

Meloy, Cowlitz İlçesi Adliye Sarayı'nın, endirekt kuyu suyu soğutması olan kuyu kaynaklı ısı pompası sistemine dönüştürülmesi üzerine çalışmış ve dönüşüm esnasında karşılaşılan sorunları belirtmiştir. Sistem kurulduğu ilk yıl, % 22 dolayında enerji tüketiminde azalma sağlamıştır [11].

Rafferty, yeraltı suyu sıcaklığı 22°C olan 360 ton (11266 kW)'luk ve yeraltı suyu sıcaklığı 13°C olan 156 ton (549 kW)'luk, iki farklı yeraltı su kaynaklı ısı pompası sisteminden elde edilen deneyimleri açıklamıştır. Tasarımı, işletme akışı ve iyileştirilmelerini irdlemiştir. Ayrıca, yeraltı su kimyası, iyi kuyu

tasarımı ile kontrol, ısı pompası kapasite kontrolü ve devreye almanın önemli hususlar olduğunu belirtmiştir [12].

Catan ve Baxter, kuzey iklim uygulamalarında toprak kaynaklı ısı pompalarının ekonomik açıdan optimum analizini incelemiştir. Pittsburgh'da bulunan 167 m²'lik bir ev için, yatay toprak ısı değiştiricisi olan su kaynaklı ısı pompasının yapım-kullanım maliyetini (life-cycle cost) 7 yıllık ekonomik ömür için minimize etmiştir. Alışlagelmiş hava kaynaklı ısı pompasına göre, optimize edilen ısı pompasının geri ödeme süresi 3 yılın altında bulunduğunu belirtmiştir [13].

Bu konuda Türkiye'de yapılan çalışmaların bazılarına aşağıda kısaca değinilmiştir.

Habalı, K., ısı pompalarının uygulama yerleri işletme ve kontrüksiyonları, ısı pompası sistemleri ile, denenmekte olan yeni tipler ve entegrasyonları ve soğutucu akışkanlar üzerinde yapılan teorik/deneysel çalışmalarla, gelişmeler sistematik bir şekilde değerlendirmiştir. Gelişmelerin hangi yönde olacağı konusunda tahmin ve yorumlar yapmıştır. Son olarak performansa etki eden faktörlerden, dış akışkan debisinin etkisini araştırmak üzere, Sudan-Havaya, Havadan-Suya, Havadan-Havaya ve Sudan-Suya çalışan Buhar sıkıştırımlı ısı pompasının performans katsayısının (COP) nasıl değiştiğini araştırmak üzere bir deneysel çalışma yaparak teori ile mukayese imkanı sağlamıştır [14].

Ayyıldız, İ., jeotermal su kullanan buhar sıkıştırımlı bir ısı pompasının kararlı rejimdeki performans özellikleri, ısı pompası bileşenleri için sade matematiksel modeller kullanan bir simülasyon modeli ile tespit etmiştir. Simülasyon modelinde elde edilen lineer olmayan denklem sistemi için, Fortran programlama dilinde bir bilgisayar programı yazmış ve denklem sistemi; R12, R22 ve R502 gibi saf soğutucu akışkan kullanan sudan havaya

bir ısı pompası için, evaporatör ve kondenser olarak kullanılan eşanjörlerin toplam ısı geçirme (KA) değerleri, jeotermal suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları ile kondenserde ısıtılan havanın giriş ve çıkış sıcaklıkları değişken parametre olarak kullanılarak, iterasyon yöntemi ile nümerik olarak çözmüştür. R22 kullanan ısı pompasından elde edilen performans katsayısını, R12 veya R502 kullanan ısı pompalarının performans katsayısından daha yüksek olduğunu belirtmiştir. Evaporatör ve kondenser olarak kullanılan eşanjörlerin (KA) değerlerinin, jeotermal suyun evaporatöre giriş sıcaklığının ve jeotermal suyun sıcaklığındaki düşme miktarının, ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı üzerine etkileri bulunmuştur [15].

Seçilmiş A. ve ark., tarafından Adıyaman Atatürk Baraj Gölü bağlantılı su kaynaklı ısı pompalı ısıtma-soğutma sistemi tasarımı yapılmıştır. Tasarımda kullanılan veriler T.C.Devleti'nin ilgili birimlerinden alınmış olup; ısı pompası devresinde çalışan soğutucu akışkan olarak R134-a seçilmiştir. Sistemi oluşturan elemanlara kış ve yaz durumları için ayrı ayrı ekserji analizi uygulayarak; tersinmezlikler, akış hali için kullanılabilirlikler, kayıp kullanılabilir enerjiler, II. yasa verimleri ve komple (R134-a ve su) sistemin ısıtma ve soğutma tesir katsayıları hesaplanarak; bunları etkileyen faktörler incelenmiş ve önerilerden bulunulmuştur [16].

Danış, E., Su kaynaklı ısı pompaları ile ilgili Siirt il merkezine 60 km uzaklıkta bulunan Kurtalan ilçesine bağlı Saipbeyli Köyü'nde mukim bulunan yapay bir gölette uygulama yapmışlardır. Bu tip ısı pompalarının dizaynı için gerekli bilgilerin bir kısmını Meteoroloji Siirt il Müdürlüğü'nden temin edilmiştir. Diğer gerekli dataları da uygulama yapılan gölette ölçüm yapmak suretiyle temin edilmiştir. Deney için, bir ısı pompasının dış ünitesi görevini görecek bir serpantin hazırlanıp gölete daldırılmıştır. İçinden ısıtıcı akışkan (su) dolaştırılmak suretiyle dolasan suyun giriş-çıkış sıcaklıklarını, debisini, göletten çekilen ısı miktarını elde etmişlerdir. Bu verilerle yıllık, aylık, günlük ve saatlik göletten çekebilecek ısı miktarını, göletin ısıl kapasitesi ile yakın

köyde kış mevsiminde bu göletle kaç konutun ısıtılabilceğı, bunu yapmakla gölet suyu sıcaklığında ne gibi değışiklikler olduğunu (ekolojik etki) ve sistemin rantabl olup olmadığını incelenmiştir [17].

Kara, Y.A., tarafından “düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynakların ısı pompası yardımıyla bina ısıtmada kullanımı “ isimli doktora çalışmasında Erzurum yöresinde bulunan jeotermal kuyulardan çıkan suyun düşük sıcaklıktaki ve sadece kaplıca amacıyla kullanıldığını belirtmiştir. “Örneğın Erzurum Pasınler ilçesinde 200 m derinlikte 42°C sıcaklık ve 75-95 l/s debide iki kuyu, ılıca ilçesinde ise, 605 m derinlikte 39°C sıcaklıkta kuyular mevcuttur. Bu kuyular kaplıca amacıyla kullanılmaktadır ve kaplıcadan atılan jeotermal suyun sıcaklığı 30-35°C dolaylarındadır. Bu çerçevede yukarıda sözü geçen düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynakların bina ısıtılmasında değeriendirilmesi amacıyla su-su tipi bir jeotermal ısı pompası sistemi tasarlanmış ve sistemin bir bilgisayar modeli geliştirilmiştir. Sistemde; 35°C sıcaklıkta jeotermal kaynak kullanılarak döşemeden ısıtma amacıyla 45°C sıcaklıkta su üretilmiştir. Sonuçta; R-22 gazı ile çalışan jeotermal ısı pompası sisteminin toplam etki katsayısı 2,8 olarak belirlenmiş ve geliştirilen bilgisayar programı yardımıdan elde edilen sonuçların deneysel sonuçlara uyumlu olduğu görülmüştür. Bilgisayar programı yardımıyla bu sistemde R-22 ye alternatif olarak R-500 ve R-502 gazlarının kullanımı incelenmiş ve en yüksek etki katsayısı R-500 gazı ile elde edileceğı sonucuna varılmıştır. Öte yandan yapılan inceleme sonucunda; çevre dostu olması nedeniyle, son yıllarda kullanımı yaygınlaşan R-134a gazının kullanılmasının daha iyi bir netice vereceğı anlaşılmıştır [18].

Yaycı A., tarafından yapılan “Bir Binanın Van Gölü Isı Kaynaklı Bir Isı Pompası İle Isıtılması” isimli yüksek lisans çalışmasında beş katlı ve her katında yaklaşık 90 m²’lik dört daire bulunan toplam yirmi haneli bir binanın ısı pompası ile ısıtma sistemi projelendirmesi yapılmış ve yaklaşık 15 yıllık kullanım süresince ısı pompası sisteminin mazot yakıtlı ve fuel-oil yakıtlı

sisteme göre mukayesesi yapılmış ve ısı pompası sisteminin daha ekonomik olduğu görülmüştür [19].

Çakır A., tarafından yapılan “Eğridir Gölü Kaynaklı Isı Pompası Tasarımı” isimli yüksek lisans çalışmasında eğridir gölünün uygun bir derinliğine soğutucu akışkan taşıyan borular yerleştirilerek göldeki ortalama 6°C sıcaklığındaki sudan ısı pompası yardımıyla ısı çekilerek ekonomik koşullar altında toplu konut ısıtılması amaçlanmıştır. Bunun için konfor şartları belli olan bir mahalin ısıtma ihtiyacı belirlenip bunun için gerekli kondenser, evaporatör ve kompresör seçimi yapılmıştır. Tasarlanan sistemin amonyak ve R-22 ye göre ekonomik analizleri yapıp katı yakıtlı sisteme göre mukayesesi yapılmıştır. Sonuç olarak R-22 gazı kullanan ısı pompası tesisinin çok katlı binaların ısıtılmasında katı yakıtlı sistemlere göre pahalı olduğu ancak R-22 yerine amonyak kullanıldığında ekonomik olduğu sonucuna varılmıştır [20].

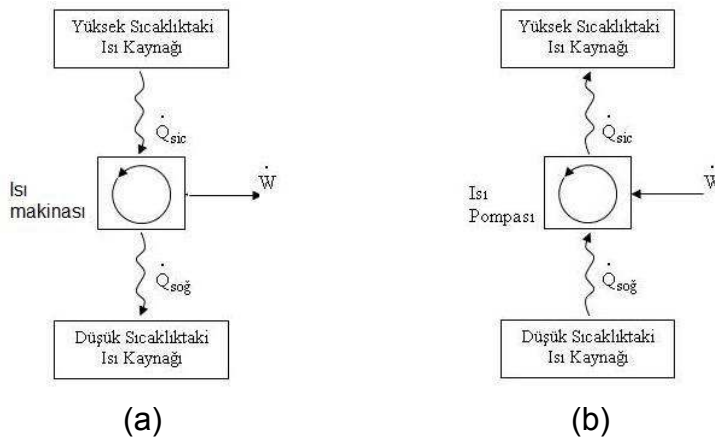
3. ISI POMPASI

3.1. Isı Pompasının Tanımı

Isı pompası, ısıyı bir ortamdan diğerine taşıyan ve elektrikle beslenen bir sistemdir. Isı pompası adını ısıyı bir yerden başka bir yere pompalaması veya taşımasından alır. Örnek olarak su pompaları suyu bir su kaynağından alıp istenilen yere taşırlar. Yani suyu üretmezler. Bilindiği gibi enerji yoktan var edilemez, var olan enerji de yok edilemez, sadece biçim değiştirir yada yer değiştirir. Bu yer değiştirme olayı doğada her zaman çok olandan az olana doğrudur. Bunu tersine çevirmek istenirse sisteme dışarıdan iş vermek gerekir.

Isı pompası basitçe ısı makinesinin tersi bir çevrim olarak da düşünülebilir. Isı makinesi, yüksek sıcaklıktan aldığı ısıyı düşük sıcaklıktaki ortama veren ve bu işlemi yaparken dışarıya iş veren makinedir.

Isı pompası ise dışarıdan verilen enerji ile düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından aldığı enerjiyi yüksek sıcaklıktaki ortama veren makinedir. Kışın ısıtma amaçlı kullanılan ısı pompası yazın soğutma amacıyla da kullanılabilir.



Şekil 3.1 Isı makinası ve ısı pompası prensip şeması

3.2. Isı Pompalarının Termodinamik Prensipleri

Atmosfer basıncında, çok düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen soğutucu akışkanlar, düşük sıcaklıktaki ortamdan (hava, su, toprak ve güneş) buharlaşma yolu ile ısı çekerler. Buharlaşan bu akışkana dışarıdan iş verildiği zaman, sıcaklığı ve basıncı artar. Kızgın haldeki soğutucu akışkan, bir yoğuşturucuda yoğuşturulduğu zaman, soğuk ortamdan çektiği ısıyı ve kompresör aracılığı ile aldığı W kompresör işinin karşılığı olan ısıyı, soğuk kaynağın ısısına ilave ederek, yoğuşturucu vasıtası ile ısıtılacak ortama terk eder.

Isı makinesi ve ısı pompası için, soğutma ve ısıtma tesir katsayıları en genel şekilde aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\left. \begin{array}{l} \eta \\ ITK \\ STK \end{array} \right\} = \frac{\text{işlem sonunda elde edilen faydalı enerji}}{\text{kul. faydalı enerji}} \quad (3.1)$$

Aynı şekilde, ısı makinesi ve ısı pompası için sıra ile; ısı verim (η_c), Carnot ısıtma tesir katsayısı (ITK_C) ve Carnot soğutma tesir katsayısı (STK_C) ifadeleri;

$$\eta_c = \frac{W}{Q_{sic}} = \frac{Q_{sic} - Q_{sog}}{Q_{sic}} = 1 - \frac{Q_{sog}}{Q_{sic}} = 1 - \frac{T_{sog}}{T_{sic}} \quad (3.2)$$

$$ITK_C = \frac{Q_{sic}}{W} = \frac{Q_{sic}}{Q_{sic} - Q_{sog}} = \frac{1}{1 - \frac{Q_{sog}}{Q_{sic}}} = \frac{1}{1 - \frac{T_{sog}}{T_{sic}}} = \frac{1}{\eta_c} \quad (3.3)$$

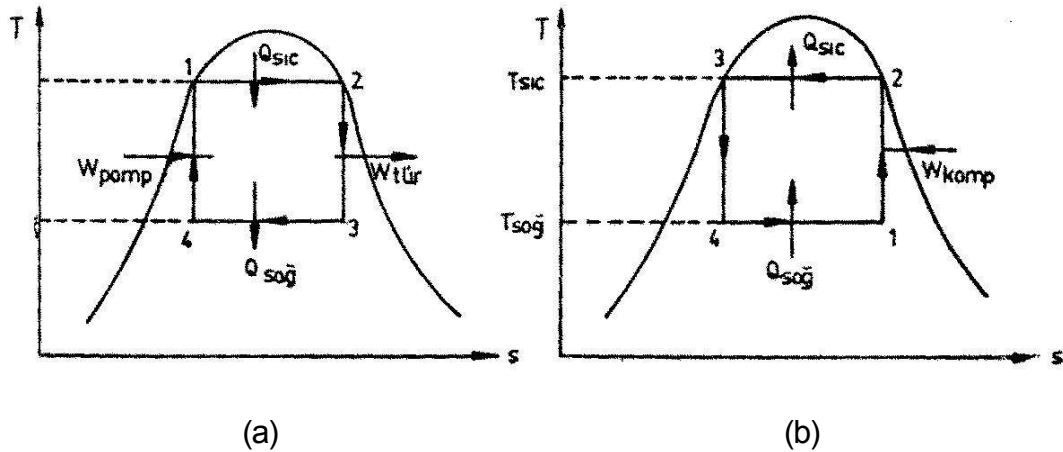
$$STK_C = \frac{Q_{sog}}{W} = \frac{Q_{sog}}{Q_{sic} - Q_{sog}} = \frac{1}{\frac{Q_{sic}}{Q_{sog}} - 1} = \frac{1}{\frac{T_{sic}}{T_{sog}} - 1} \quad (3.4)$$

şeklinde yazılabilir. “Eş. 3.2” ile verilen eşitlik, ısı makinasının Carnot verimi ve tesir katsayısıdır. Bu ifade “Eş. 3.3” ’te görüldüğü gibi, ısı pompaları için yazıldığı zaman, verim ifadesi olmaktan çıkmaktadır. Bu nedenle sadece tesir katsayısı olarak adlandırılmaktadır. Verim ifadesi ile tesir katsayısını birbirinden ayırmak gereklidir. Tesir katsayısını, verim ifadesinden ayırmak için, tesir katsayısını karlılık olarak ifade etmek daha doğru olacaktır.

Isı makinalarında, kaynakların sıcaklıkları birbirine yaklaştıkça verim ifadesi sıfıra yaklaşır. Her iki kaynağın sıcaklıkları birbirine eşit olduğu zaman “Eş. 3.5” ’te açıkça görüldüğü gibi verim sıfır olur.

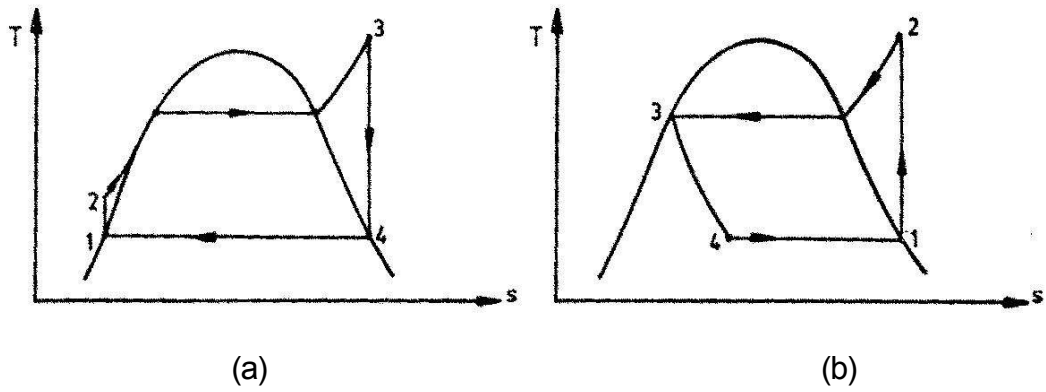
$$\eta_c = 1 - \frac{T_{soğ}}{T_{sic}} \quad (3.5)$$

Isı pompalarında ise; kaynak sıcaklıkları birbirine yaklaştıkça tesirlilik ifadesi maksimuma yaklaşır. Her iki kaynağın sıcaklığı birbirine yaklaştığında tesir katsayısı artmakta ve iki kaynağın sıcaklığı birbirine eşit olduğu zaman, ITK_C ’un değeri sonsuz olmaktadır.



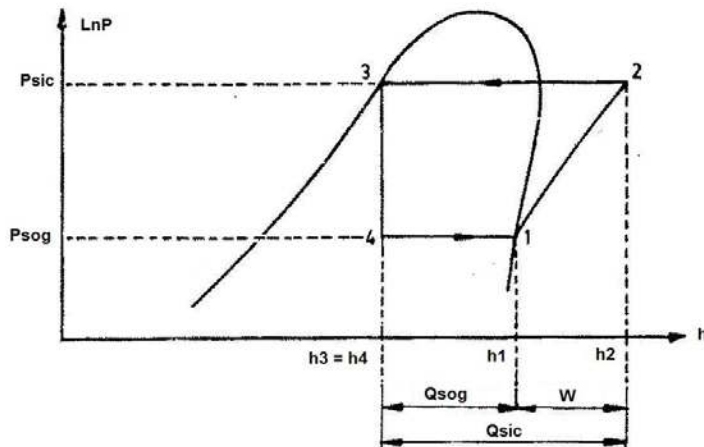
Şekil 3.2. Carnot ve Ters Carnot çevriminin T-s diyagramı

Pratikte, Carnot çevrimini uygulamak mümkün olmadığı için, Carnot verimliliğine de ulaşamamaktadır. Bu nedenle ısı makinaları için Rankin çevrimi kullanılır. Rankin çevriminde % 100 sıvı, ters Rankin çevriminde ise %100 buhar sıkıştırılır. Şekil 3.4 a ve b' de Rankin çevriminin T-s diyagramları görülmektedir.



Şekil 3.3. Rankin ve Ters Rankin çevriminin T-s diyagramı

Rankin çevriminin, her iki uygulaması arasındaki farklardan biri de, ısı pompalarına uygulanan ters Rankin Çevriminde, genişleme olayı esnasında iş elde edilmesidir. Isı pompalarının LnP-h diyagram çizilirse, sisteme verilen ile alınan $Q_{sıc}$ ısı ve soğutucu akışkanın soğuk ortamdan aldığı Q_{sog} ısı kavramları, daha iyi açıklanabilir.

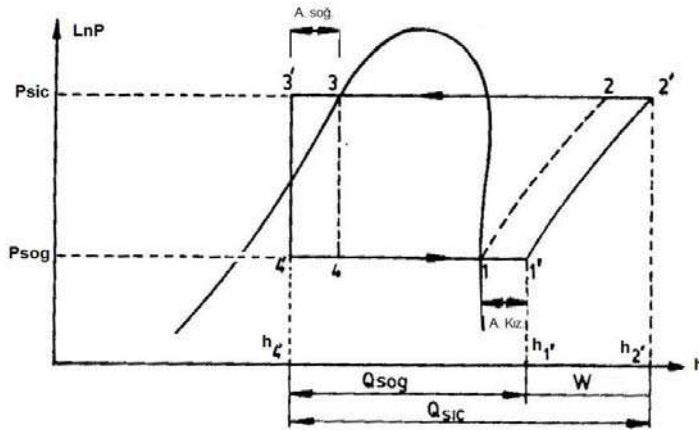


Şekil 3.4. İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrim LnP-h diyagramı

Şekil 3.4. de soğutucu akışkanın kompresöre 1 noktasında girdiği düşünülürse;

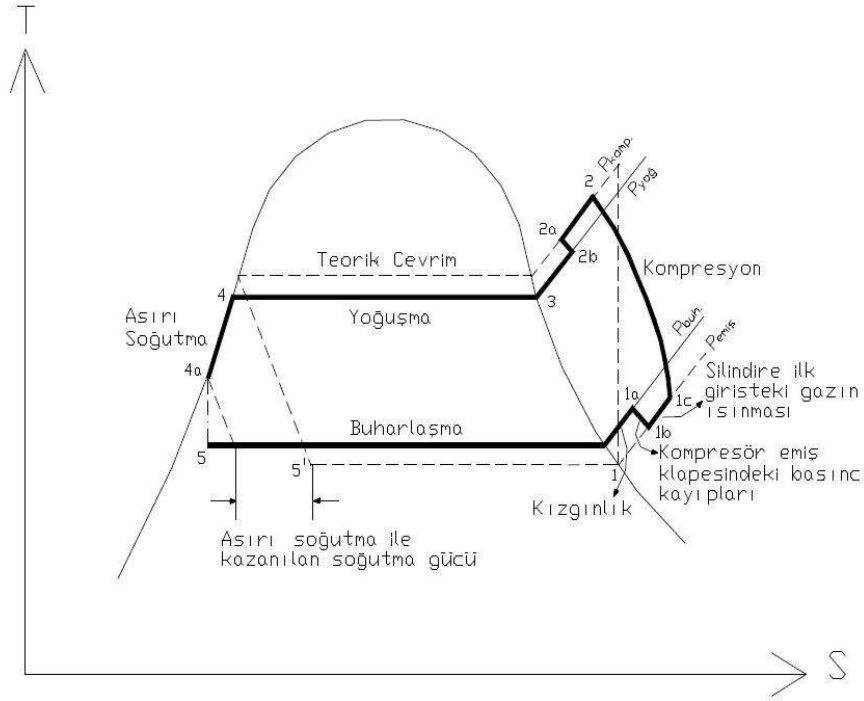
- 1 - 2 : Kompresörde izentropik sıkıştırma.
- 2 - 3 : Kondanserde soğulma ve yoğunlaşma
- 3 - 4 : Genişleme elemanında, genişleme
- 4 - 1 : Evaporatörde buharlaşmadır.

$Q_{sıc}$ değerinin büyüklüğüne ve kayıpların miktarına bağlı olarak, ITK değeri değişmektedir. ITK değerinin büyüklüğü, ısı pompasının kârlılığını arttırmaktadır. ITK değerini büyütebilmek için, akışkanın kompresöre 1 noktasında değil de, akışkanı aşırı kızdırarak 1' noktasında kompresöre girmesi sağlanır. Benzer olarak yoğunlaştırucudan çıkan soğutucu akışkanı, genişleme valfine 3 noktası yerine 3' noktasında girmesi sağlanabilmektedir.



Şekil 3.5. Aşırı soğutma ve aşırı kızdırmalı buhar sıkıştırma çevrim LnP-h diyagramı

Bu iki işlem ve konstrüksiyondaki optimizasyon ile, ITK değeri büyütülmeye çalışılır. Aşırı kızdırma ve aşırı soğutmanın miktarı, termodinamik ve dizayn verimsizlikleri nedeniyle, istenildiği gibi ayarlanamamaktadır. ITK değeri, sisteme enerji sağlayan soğuk ısı kaynağı sıcaklığının kararlılığına bağlı olarak değişmektedir. En düşük ITK değeri havadan, en yüksek ITK değeri ise genelde sudan elde edilmektedir [29].



Şekil 3.6. Gerçek soğutma çevrimi T-S diyagramı

3.3. Isı Pompasının Kullanım Alanları

Isı pompalarının pek çok kullanımı mevcuttur. Ana başlıklar altında toplanacak olursa:

Konut Isıtma

Isı pompaları konutların, işyerlerinin, kamu kurum ve kuruluşlarının ısıtılmasında kullanılırlar. Buna ilaveten konutlarda sıcak su temini içinde kullanımları mevcuttur.

Konut ısıtılmasında ısı pompaları konvansiyonel ısıtma sistemlerinde verimli bir şekilde kullanılabilirler. Bu uygulamalarda akışkan sıcaklığı daha düşük olduğundan ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı diğer sistemlere göre daha yüksektir.

Endüstriyel Kullanım

Isı pompaları kurutma işlemleri, buharlaşma işlemleri, süt sterilizasyonu, damıtma işlemleri gibi uygulamalarda endüstride kullanılmaktadır.

Birleşik Kullanım

-Yüzme havuzu ve buz paten sahası bulunan bir spor tesisinde yüzme havuzu ısıtılırken buz paten sahasının soğutması da yapılır.

-Soğuk depoculukta soğutma işlemi sırasında soğuk depolardan çekilen ısının bürolarda kullanımı yapılır.

-Kışın ısıtma yapan ısı pompalarının yazın soğutma amaçlı kullanıldığı yerlerdir [22].

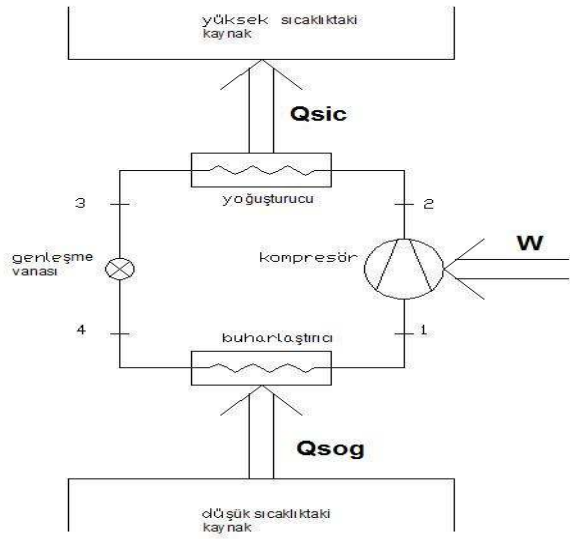
3.4. Isı Pompası Çeşitleri

- Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompası
- Absorbsiyonlu Isı Pompası
- Jet Buhar Püskürtmeli Isı Pompası
- Stirling Çevrimli Isı Pompası
- Adsorbsiyonlu Isı Pompası
- Resorbsiyonlu Isı Pompası
- Termo Elektrik Isı Pompası [14].

3.4.1. Buhar sıkıştırılmalı ısı pompası

Uygulamada en çok tercih edilen buhar sıkıştırılmalı ısı pompasıdır.

Buhar sıkıştırılmalı ısı pompası, ana hatları ile evaporatör, kompresör, kondanser, genişleme valfi veya kapılar borudan oluşmaktadır. Uygulamada bunlara ilave olarak akümülatör, toplayıcı kontrol elemanları gibi diğer elemanlar bulunmaktadır.



Şekil 3.7. Buhar sıkıştırımlı ısı pompası

Buhar sıkıştırımlı çevrimin elemanları

- Kompresör: Soğutkanın sistemde devir daimini sağlar. Basma ve emme işlemini gerçekleştirir.
- Yoğunlaştırıcı: Sıkıştırılmış soğutucu akışkanın buhar halden sıvı hale geçtiği bölümdür.
- Buharlaştırıcı: Akışkanın sıvı halden buhar hale geçtiği bölümdür. Genellikle serpantin seklindedir. Isı kaynağından ısı çekme işleminin gerçekleştiği bölümdür.
- Genleşme Vanası: Yüksek basınçlı bölgeden sıvının sistemin alçak basınçlı bölgesine kontrollü bir şekilde geçtiği bölümdür. Bu bölümde ısı transferi meydana gelmez. Küçük sistemlerde genleşme vanası yerine kapiler boru kullanımı da mevcuttur [22].

3.5. Etkinlik ve Verimlilik Tanımları

Isıtma, iklimlendirme ve soğutma endüstrisinde, sırasıyla, etki (tesir) katsayısı (COP) ve yanma verimi gibi, etkinlik ve verimi açıklayan birçok terim kullanılır. Genelde, bu terimlerin birçoğu eş anlamlıdır. Değişik HVAC (Isıtma,

Havalandırma ve İklimlendirme) Sistemleri kıyaslandığı zaman, bu terimlerin nasıl belirlendiğini ve ilişkisini anlamak çok önemlidir.

Genel anlamda verim, aynı periyot veya işletme çevrimi boyunca, dinamik bir sistemden (makina veya motor gibi) elde edilen faydalı enerjinin sisteme verilen enerjiye oranıdır. Bu oran, genellikle belirli test koşullarında belirlenir. Konfor sağlayan ekipmanın verimi (veya etkinliği) arabalarda kullanılan litre başına km yakıt tüketimiyle benzerdir. Oran ne kadar yüksek ise, sistem o kadar fazla verimlidir ve böylece yakıt tüketimi daha az olacaktır [24].

3.5.1. Etki katsayısı (EK)

EK, soğutucu akışkan kullanılan sistemlerin verimini belirlemek için kullanılan temel bir parametredir. Bu terim, ısı pompası gibi, ısıtma verimi veya soğutma veriminin her ikisini belirtmek için kullanılır. Soğutma için, soğutma etki katsayısı (SEK) adını alır ve birbirine uygun birimlerde, çekilen ısı miktarının kompresöre verilen enerji miktarına oranı olarak tanımlanır. Başka bir deyişle, cihazın kW soğutma başına ürettiği enerjinin, toplam çektiği enerjiye (kW) oranıdır.

$$SEK = \text{Soğutma Etkisi} / \text{İş Girişi} = Q_L / W_{\text{net,g}} \quad (3.6)$$

Isıtma için ise, ısıtma etki katsayısı (IEK) adını alır ve uygun birimlerde, elde edilen ısı miktarının, kompresöre verilen enerji miktarına oranı olarak açıklanır.

$$IEK = \text{Isıtma Etkisi} / \text{İş Girişi} = Q_H / W_{\text{net,g}} \quad (3.7)$$

denklemleri karşılaştırıldığı zaman, belirli Q_L ve Q_H değerleri için,

$$IEK = SEK + 1 \quad (3.8)$$

olduğu görülür [24].

3.5.2. Enerji verimlilik oranı (EVO)

EVO'nun hesaplanmasında kullanılan terimlerin ikisi, EK'da kullanılan iki verimle aynı olup, sadece farklı birimlerde belirtilir. EVO, tüketiciler tarafından daha kolay kullanılması ve anlaşılması amacıyla geliştirilmiştir. Cihazın belirli değerleri için EVO' yu etikete yazmak imalatçılar tarafından yasal bir gereklilik olmuştur. Bu EVO'lar, belirli bir dizi standart sıcaklıklarda, ARI tarafından belirlenen test koşullarında ölçülür.

EVO, ünite şeklinde klima cihazlarının ve ısı pompası sistemlerinin soğutma verimini belirlemek için genellikle kullanılan bir terimdir. Bu terim, verimin, uygun ekipman standardıyla, belirli tek kapasite koşulunda belirlendiğini açıklar ve net soğutma kapasitesinin, Q_{ns} (Btu/h olarak çekilen ısı) verilen toplam elektrik enerjisine, W_{te} (W) oranı olarak tanımlanır.

$$EVO = Q_{ns} \text{ (Btu/h)} / W_{te} \text{ (W)} \text{ Btu/h-W} \quad (3.9)$$

EVO' nın birimleri, Btu/W-h 'dır. Bu terimin, iç ve dış ünite fanları gibi yardımcı sistemlerin enerjilerini de içerdiği göz ardı edilmemelidir. Kıyaslama amaçları için, EVO ne kadar yüksek ise, sistem o kadar verimlidir. EVO ile EK arasındaki ilişki aşağıda verilmiştir:

$$EK = EVO / 3,412 \quad (3.10)$$

EVO; Amerika'da, federal standartlara göre minimum 9 olarak belirlenmiştir . Bununla beraber, EVO değeri en azından 10,5 olan cihazların kullanılması önerilir [24].

3.5.3. Isıtma mevsimsel performans faktörü (IMPF)

IMPF terimi, ısı pompalarının mevsimsel ısıtma performansını açıklamak için kullanılması hariç olmak üzere, Mevsimsel Enerji Verimlilik Oranı (MEVO veya SEER) terimiyle benzerdir. IMPF, tüm ısıtma sezonu boyunca, ısı pompasıyla verilen ısı enerjisinin (ek ısıtma dahil), elektrik enerjisi tüketimine oranıdır. Bir başka deyişle, belirli standart deney yöntemini izleyen dış hava koşullarının bir aralığı boyunca ağırlıklı ortalama verimdir .

$$\text{IMPF} = (Q_{\text{IP}} + Q_{\text{IL}}) / (W_{\text{IP}} + W_{\text{IL}}) \quad (3.11)$$

Burada;

Q_{IP} : Isıtma sezonu boyunca ısı pompasıyla verilen ısıtma enerjisi, Btu/h

W_{IP} : Isıtma sezonu boyunca ısı pompasına verilen elektrik enerjisi, W

Q_{IL} : Isıtma sezonu boyunca verilen ilave ısıtma enerjisi, Btu/h

W_{IL} : Isıtma sezonu boyunca ilave ısıtma sistemine verilen elektrik enerjisi, W

EK ile IMPF eşit olarak kıyaslanamaz. Hava kaynaklı bir cihaz IMPF veya EK ve jeotermal bir cihaz; EK ile değerlendirilir. ARI standartlarına göre, hava kaynaklı bir cihaz, iki sıcaklıkta; 17°F (-8,3°C) ile 47°F (8,3°C) ve jeotermal bir ekipman ise, sadece 32°F (0°C) su giriş sıcaklığında kıyaslanır .

Bu faktör, günümüz ısı pompası teknolojisiyle, 2' den daha yüksektir. Bu terim, genellikle, 60 000 Btu/h (yaklaşık 17,6 kW)' dan daha az olan ısı pompalarında kullanılır. IMPF' nin birimi, Amerikan Enerji Departmanı (U.S.D.O.E, U.S. Department of Energy; Amerika'da, endüstriyel verimlilik standartlarının ayarlanmasından ve enerji kaynaklarının tüketiminin izlenmesinden sorumlu olan federal bir acentedir) tarafından belirtildiği gibi, Btu/W-h 'dır. Bu terimin, iç ve dış ünite fanları gibi yardımcı sistemlerin enerji

miktarlarını içerdiğine dikkat edilmelidir. Kıyaslama amaçları için, IMPF ne kadar büyükse, sistem o kadar daha fazla verimlidir .

Isıtma modunda bir ısı pompasının “verimi” olan IMPF , yeni ısı pompaları için, 1992 yılında Amerika’da hükümet tarafından asgari 6,8 olarak belirlendi. 1992 yılından önce imal edilen çoğu ısı pompalarının IMPF değeri 5’ in altında idi. Bugün, IMPF = 7,5 veya daha fazlası “yüksek verimli” olarak göz önüne alınıyor; mevcut en yüksek IMPF = 10’dur [24] .

3.5.4. Mevsimsel enerji verimlilik oranı (MEVO)

MEVO terimi, bir iklimlendirme cihazı veya ısı pompası sisteminin ortalama yıllık soğutma verimini belirlemek için kullanılır. MEVO; EVO ile benzerdir. Ancak, tek kapasite koşulundan daha çok tipik bir mevsimle ilişkilidir. EVO ve MEVO, eşit olarak kıyaslanamaz. Hava kaynaklı bir cihaz MEVO, jeotermal kaynaklı bir cihaz ise, EVO ile değerlendirilir.

MEVO, belirli bir standart deney yöntemine göre dış hava koşullarının aralığı boyunca EVO’larının ağırlıklı ortalamasıdır. Başka bir deyişle, ARI’ de açıklanan deney yöntemi kullanılarak belirlendiği gibi, cihazın, soğutma için normal kullanım periyodu boyunca Btu birimlerde toplam soğutma kapasitesinin, aynı periyot süresince W-h olarak verilen toplam elektrik gücüne oranını ifade eder. Bu terim, sadece 65000 Btu/h (yaklaşık 19 kW)’ dan daha düşük soğutma kapasiteli sistemler için kullanılır. MEVO’ nun birimi Btu/W-h’ tır. Bu verim teriminin iç hava ve dış hava fanları gibi yardımcı sistemlerin enerji tüketimlerini içerdiği göz ardı edilmemelidir. Kıyaslama amaçları için, MEVO ne kadar büyükse, sistem o kadar verimlidir. MEVO ve EVO’lar doğrudan kıyaslanamadığı için, MEVO’nun değeri buna karşılık gelen EVO’ nun değerinden genellikle 0,5 ile 1,0 aralığında daha fazladır. Geçmişte, MEVO değeri 8 olan bir cihaz standart verim olarak göz önüne alınıyordu ve MEVO = 10 olan bir cihaz ise, yüksek verimli olarak kabul

ediliyordu. 1992'den önce imal edilen cihazların MEVO'su 6 idi. 1992 yılında, Amerikan hükümeti yeni evlere kurulan cihazlar için asgari soğutma verimini $MEVO = 10$ olarak belirledi. Yüksek verimli cihazlar için MEVO en azından 12 ve $MEVO = 15$; yüksek verimli olarak kabul ediliyor. Bunun yanı sıra, maksimum elde edilen değer olarak yaklaşık $MEVO = 17$ söz konusudur. Birçok eski modelde MEVO, 7 veya 8 kadar düşük iken, daha fazla verimli modellerde MEVO değerleri 13 ile 16 kadar yüksektir [24].

3.5.5. Mevsimsel performans faktörü (MPF)

Bir ısı pompasının performansını, sıvı veya gaz yakıtlı ocakların performansıyla kıyaslamak için, aşağıdaki sorular göz önüne alınmalıdır .

- Cihaz, ülkenin hangi bölgesinde kullanılacaktır ?
- Elektriğin fiyatı, fosil yakıtların fiyatına kıyasla nasıldır ?
- İlave ısıtma (örneğin; elektrikli ısıtıcı) gerekli midir ? Gerekliyse, ne kadar ve hangi sıklıkta ?
- Hangi tip ısı pompası gereklidir ?

Isı pompalarının gerçek kıyaslamaları, EK yerine MPF ile yapılır. Bu faktör, ısıtma sezonu boyunca, ısıtıcı ekipmanın veriminin bir ölçüsüdür. Günümüz ısı pompası teknolojisiyle, MPF 2'den biraz daha yüksektir.

MPF, Isıtma Mevsimsel Performans Faktörü (IMPF) ile benzerdir. Isı pompası ve ilave ısı kaynağının toplam kış verimidir. Aynı birimlerde (Btu/h veya kW-h), ısıtma sezonu boyunca toplam çıkan (elde edilen) enerjinin, toplam giren (verilen) enerjiye oranıdır. Bu faktör, bir bakıma, sistemin yıllık elektrik tüketiminin bir göstergesidir. Örneğin; ısı pompasıyla ısıtılan bir konutta, MPF; yıllık gerekli elektrikli ısıtıcı ısısının, ısı pompası sisteminin yıllık elektrik enerjisi tüketimine bölünmesiyle bulunabilir. Bunların hesaplanması için hazır formlar mevcuttur [24].

4. ISI POMPASINDA KULLANILAN ISI KAYNAKLARI

Isının çekildiği ve atıldığı kaynakların aynı sıcaklıkta olmaları halinde ısı pompası en yüksek verimle çalışır. Yani mümkün olan en sıcak kaynak ısı pompası için en uygun kaynaktır. Aynı zamanda kaynak sıcaklığının direk kullanılamayacak bir sıcaklıkta olması gerekir aksi takdirde ısı pompasına ihtiyaç ortadan kalkar.

Isı kaynağını seçerken aşağıdaki faktörler göz önünde bulundurulur:

- a-Coğrafi konum
- b-İklim şartları
- c-İlk yatırım maliyeti
- d-Uygunluk

Yukarıdaki unsurlara ilave olarak ısı kaynağının kararlılığı da önemli bir faktördür. Isı pompalarında dört ana ısı kaynağından yararlanılır:

- Hava
- Su
- Toprak
- Güneş

Yukarıda sıralanan başlıklardan ilk üçü yalnız başına ısı kaynağı olarak kullanılabilirken güneş genellikle yardımcı kaynak olarak kullanılmaktadır. Yüzey suyu ve yeraltı su olmak üzere ısı kaynağı olarak kullanılan suyu iki başlık altında toplamak mümkündür. Bu dört kaynağın dışında atık ısılar ve lağım suları da özel durumlarda ısı kaynağı olarak kullanılabilir.

Isı pompası tasarımında karşılaşılan en büyük sorunlardan biri de bu ısı kaynakları ile ilgili bilgilerin teminidir [22].

4.1. Hava

Isı pompaları için evrensel bir kaynaktır ve çok ekonomiktir. En büyük avantajı her yerde bulunuyor olması, kullanılan ekipmanların düşük maliyet ve tesis gerektirmesidir. Klimalar düşünüldüğünde en yaygın kullanılan da denilebilir.

Hava kaynaklı ısı pompalarının iki büyük dezavantajı sıcaklık değişiminin büyük olması ve buzlanma problemidir. Isı ihtiyacının yüksek olduğu zamanlarda hava sıcaklığının çok düşük olması ısı pompasının performansının düşmesine sebep olur. Bu gibi durumlarda gerekli ısı ihtiyacını karşılamak amacıyla ek bir ısı kaynağına ihtiyaç duyulur.

0 veya daha düşük sıcaklıklarda ısı değiştirici yüzeyinde buzlanma meydana gelir ve bu da ısı pompasının verimini düşürür. Bunun önüne geçebilmek için periyodik olarak buzun çözülmesi gerekir. Bu da ek bir ekipman ve maliyet getirir [22].

4.2. Su

Genellikle yer altı ve yerüstü suları olmak üzere ikiye ayrılır [22].

4.2.1. Yeraltı suyu

10 m ve daha alt seviyelerde yer altı suyunun sıcaklığı yıl boyunca çok az değişiklik göstermesi önemli bir avantajdır. Kuyu suyundan yararlanıldığında sıcaklığı düşmüş olarak buharlaştırıcıdan çıkan suyun kaynak sıcaklığını değiştirmemesi ve tekrar kullanılabilmesi için 15 m kadar uzak bir mesafeden

tekrar kaynağa ulaşması sağlanmalıdır. Ayrıca sondaj ve bakım maliyetlerinin yüksek olması yeraltı suyunun kullanımını kısıtlamaktadır. Yer altı suyu yeterli miktar ve kalitede ve uygun derinlikte bulunduğu takdirde ısı pompaları için ısı kaynağı olarak kullanılabilirler [22].

4.2.2. Yerüstü suyu

Isı kaynağı olarak göller, nehirler gibi yerüstü sularından yararlanılabilir. Yer üstü suları yer altı suları kadar kararlı olmasalar da havadan daha kararlı haldedirler. Ülkemizdeki yerüstü sularının sıcaklığı genellikle 0°C'nin altına düşmezler. Bu bir avantajdır. Ayrıca denizlerde 25-30 m derinlikte sıcaklık 8°C civarında ısı pompası uygulamaları için uygun bir değere sahiptir.

Yerüstü suyundan yararlanıldığında zarar verici maddeler buharlaştırıcıda ısı transfer katsayısının düşmesine sebep olur. Bu sebeple periyodik olarak temizlenmeleri gerekir [22].

4.3. Toprak

Toprağın bir yıl boyunca az değişen (1-2 m derinlikte) bir sıcaklığı vardır. Isı bir yıl boyunca güneşin yeryüzüne ısıdığı ve toprağın depoladığı güneş enerjisinden kaynaklanmaktadır. Güneş yazın öğle zamanlarında 1000 W/m² yeryüzü alanı, kışın 50-200 W/m² yeryüzü alanı ışırlar. Toprağın içinden yeryüzüne akan ısı akısı sadece 0,042-0,063 W/m² toprak alanı tutmaktadır (Baker, 1983). Bu nedenle pratikte ihmal edilebilir.

Toprak, sıcaklık sabiti, sıcaklık durumu, yerel ve zamansal varlığı ve de depolama imkanı açısından çok elverişli bir ısı kaynağıdır. Sakıncaları ise; ısı çekilen elemanların yüksek masrafı, toprağın bünyesinden ve yerel ile zamansal değişimlerinden dolayı ölçülmesinin emniyetsizliği, boş toprak

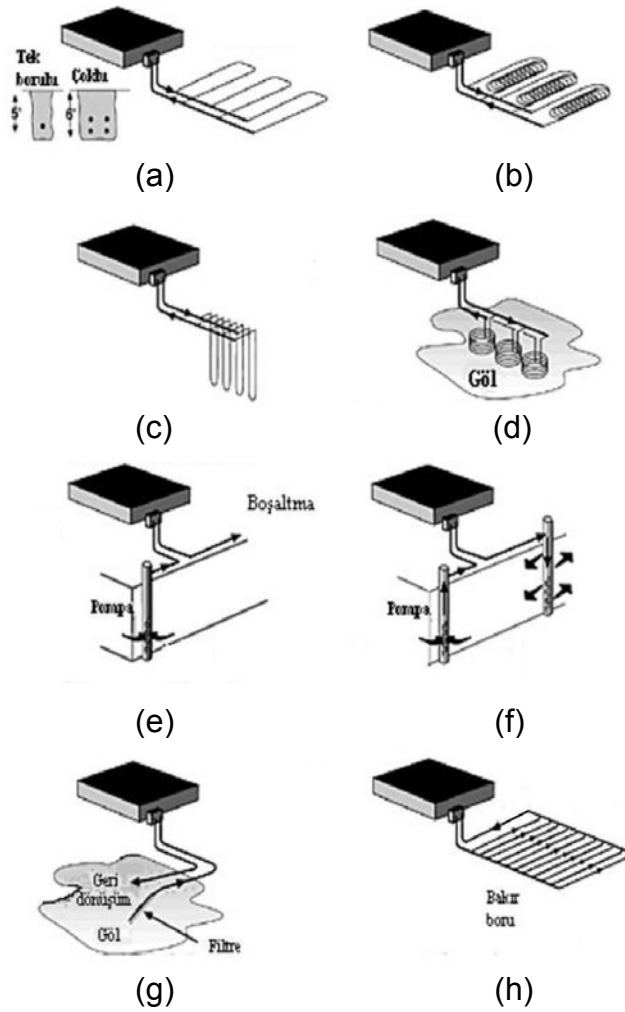
alanına olan ihtiyaç, yerleştirilmesindeki güçlükler, tamir veya değişimlerdir. Bu mahsurların yanında sistematik denenmesi ve pratik deneyimlerin değerlendirilmesine dayanarak, bugün hala mevcut emniyetsizlikleri ortadan kaldırmak ve uygun metotlarla toprağı küçük taban alanı ihtiyacıyla yetinerek kullanmak uygundur.

Toprak altına gömülen borulardan doğrudan soğutucu akışkan veya daha ucuz olması bakımından, genellikle, salamura geçirilir. Bu ısı geçişini sağlayan yüzeyler (toprak ısı değıştircileri), yatay ve dikey olmak üzere iki şekilde yerleştirilir. Toprağın bileşimi, yoğunluğu, içerdğı nem miktarı ve gömme derinliğı, toprak ısı değıştirici seçimini ve boyutlandırılmasını etkiler. Toprak özelliklerinin zamana bağılı olarak değışmesi projelendirmede güçlük yaratan sebeplerden birisidir. Aynı şekilde ısı pompası çalıştırıldığı andan itibaren toprağın özelliklerini değıştirir. Örneğın; ısı pompası ile ısıtma yapıldığı takdirde, toprak ısı değıştircisine yakın yerlerde toprak sıcaklığı düşer. Dolayısıyla bu bölgede nem miktarı ve toprak özellikleri değışir. Geri dönüş suyu sıcaklığı da aynı sebeple düşer ve bu da, ısı pompasının gerek kapasitesini gerekse ısıtma tesir katsayısını doğrudan etkiler. Soğuk yörelerde, ısıtma yapıldığı süre içinde toprağı yeteri kadar ısı girişı olmazsa; kış aylarında topraktan sürekli çekilen ısı nedeniyle, toprağın donması tehlikesi de mevcuttur [22].

4.4. Güneş

Güneş yeryüzüne sürekli olarak dev enerji miktarları ışıır, öyle ki yazın öğlen zamanı bu enerji miktarı 1000 W/m^2 , kışın yeryüzünde sadece $50\text{-}200 \text{ W/m}^2$ 'dir. Bu enerjiden alışlagelmiş güneş kolektörleri ile % 50 yararlanılabilir. Güneş enerjisinden tek başına veya diğerkaynaklarla birlikte yararlanılır. Kaynak olarak güneş enerjisinden yararlanıldığında iki sistem söz konusudur. Bunlar direkt ve en direkt sistemlerdir. Direkt sistemlerde buharlaştırıcılar doğrudan güneş kolektörüne yerleştirilir. En direkt

sistemlerde ise kolektörlerden su veya su buharı geçirilerek kaynak olarak bunlardan yararlanılır. Ancak hava kaynağında olduğu gibi, ısı ihtiyacı bulunan günlerde güneş enerjisi de az olduğundan; ek bir ısıtma tesisatına veya ısınin depolanmasına ihtiyaç vardır ki bu da, zaten pahalı olan sistemin maliyetinin artmasına neden olur [22].



Şekil 4.1. Toprak kaynaklı ısı pompaları

- a) Yatay kapalı çevrim, b) Spiral kapalı çevrim, c) Dikey kapalı çevrim, d) Batırılmış kapalı çevrim, e) Tek sondajlı açık çevrim, f) Çift sondajlı çevrim, g) Yüzey suyu açık çevrim, h) Doğrudan dolaşım

5. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

5.1. Ana Hatlarıyla Soğutucu Akışkanlar

Bir soğutma çevriminde ısıнын bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanlar ısı alış – verişini genellikle sıvı halden buhar haline (soğutucu – evaporatör devresinde) ve buhar halden sıvı hale (yoğuşturucu – kondenser devresi) dönüşerek sağlarlar. Bu durum bilhassa buhar sıkıştırma çevrimlerinde geçerlidir.

Soğutucu akışkanların, yukarıda tarif edilen görevleri ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi için bazı kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip olması gerekir. Bu özellikler, uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre değişeceği gibi her zaman bu özelliklerin hepsini yerine getirmek mümkün olmayabilir. Genel kaide olarak bir soğutucu akışkanda aranması gereken özelliklerin hepsini birden her şart altında yerine getirebilen universal bir soğutucu akışkan mevcut değildir. Fakat, yukarıda da belirtildiği gibi, uygulamadaki şartlara göre bunlardan bir kısmı aranmayabilir.

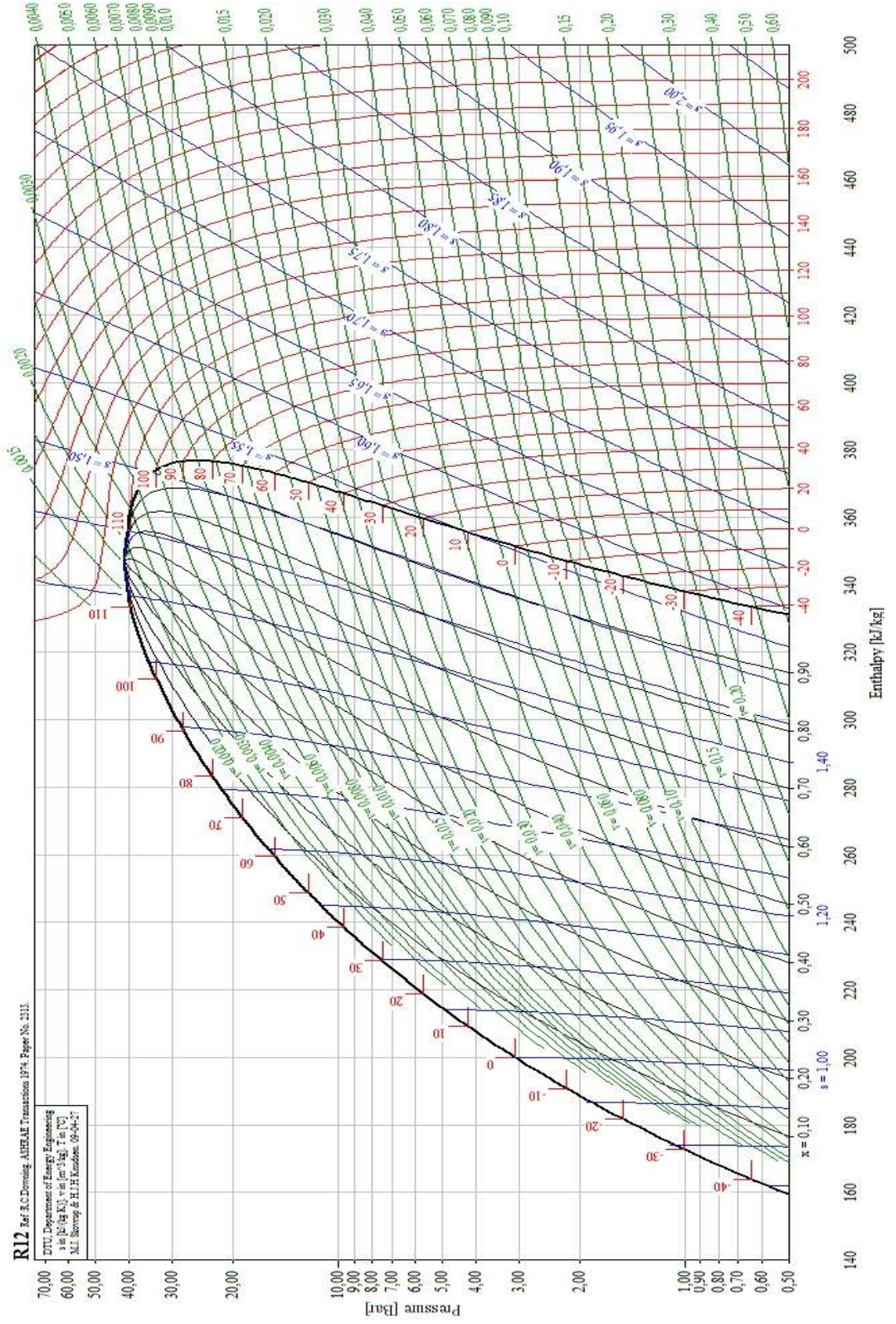
Bilhassa emniyet ve güvenilirlik yönünden iyi olan, ayrıca iyi bir ısııl özelliği de sahip olan soğutucu akışkan için 1920’lerde yapılan araştırmalar Florakarbon soğutucu akışkanların (florine edilmiş hidro karbonların) bulunmasını sağlamıştır. Halo karbon (halojene edilmiş hidro karbonlar) ailesinden olan florakarbonlar, metan (CH_4) veya etan (C_2H_6) içerisindeki hidrojen atomlarından bir veya birkaçının yerine sentez yoluyla klor, flor veya brom (halojen) atomları yerleştirmek suretiyle elde edilmektedir. Florakarbonlardan en sık rastlananlar; metandaki 4 hidrojen atomu yerine 2 klor ile 2 flor ikame edilen Dichloro – difluoro – methane / CCl_2F_2 (freon – 12 veya R12) ve yine metandaki 4 hidrojen yerine bir klor ile 2 flor atomu yerleştirilen Chlorodifluoromethane (freon – 22 veya R22) soğutucu akışkanlarıdır.

5.1.1. Soğutucu Akışkanlarda Aranılan Özellikler

- Pozitif buharlaşma basıncı olmalıdır. Hava sızmasını dolayısıyla havanın getirdiği su buharının soğuk kısımlarda katılaşarak işletme aksaklıklarına meyden vermesini önlemek için buharlaşma basıncının çevre basıncından bir miktar üzerinde olması gerekir.
- Yoğuşma basıncı düşük olmalıdır. Yüksek basınca dayanıklı kompresör, kondenser, boru hattı gibi tesisat olmalıdır.
- Buharlaşma gizli ısısı yüksek olmalıdır. Buharlaşma gizli ısısı ne kadar yüksek olursa sistemde o oranda gaz akışkan kullanılacaktır.
- Kimyasal olarak aktif olmamalıdır, tesisat malzemesini etkilememesi, korozyon olmaması, yağlama yağının özelliğini değiştirmemesi gerekir.
- Yanıcı, patlayıcı ve zehirli olmamalıdır.
- Kaçakların kolay tespitine imkan veren özellikte olmalıdır(Koku, renk).
- Ucuz olmalıdır.
- Isı geçirgenliği yüksek olmalıdır.
- Dielektrik olmalıdır.
- Donma sıcaklığı düşük olmalıdır.
- Kritik sıcaklığı yüksek olmalıdır.
- Özgül hacmi küçük olmalıdır.
- Viskozitesi düşük olmalıdır.

5.1.2. R12 soğutucu akışkanı

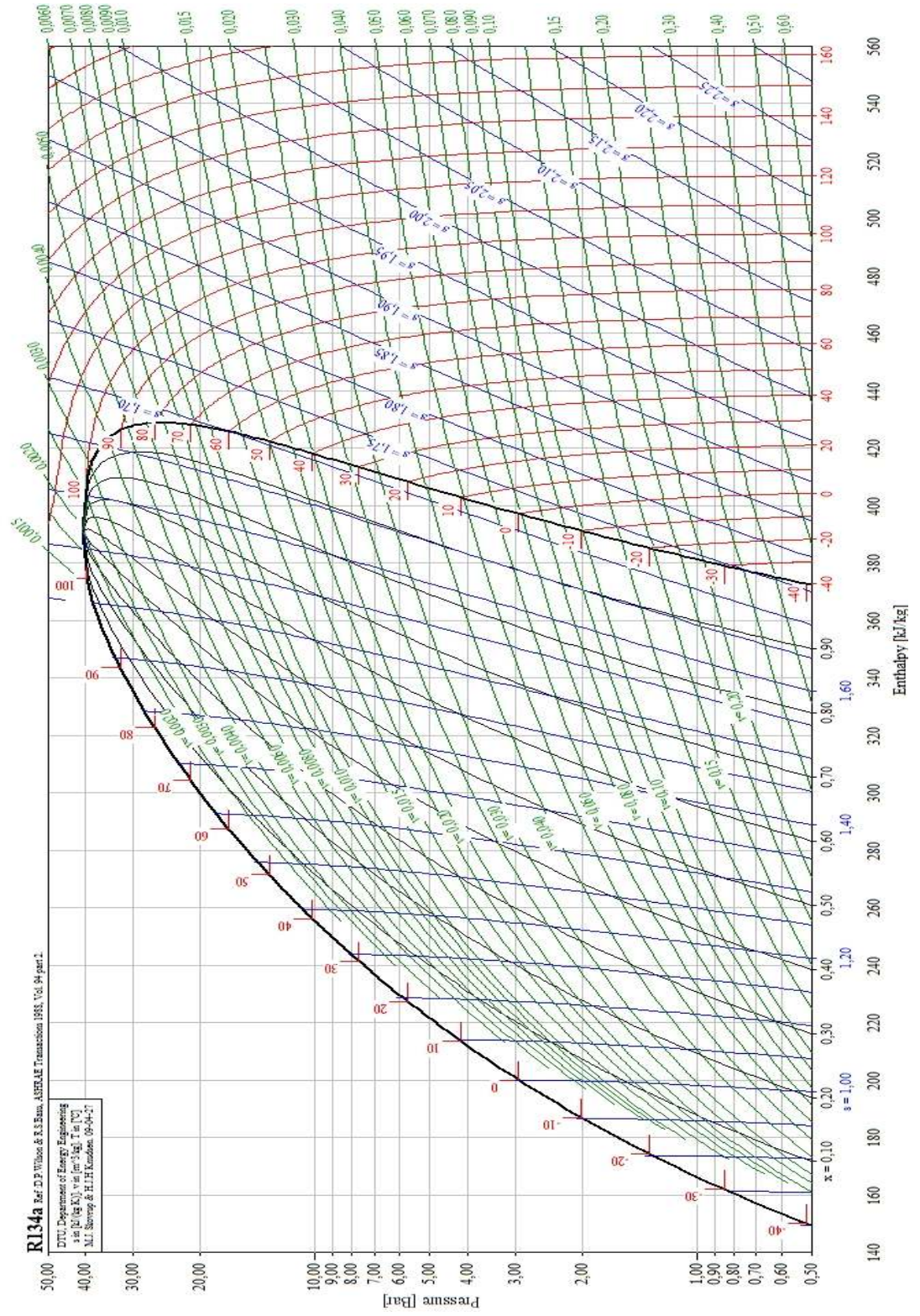
Bugüne kadar soğutma maksadı ile en çok kullanılan soğutucu akışkanlarda birisiydi. Ancak ozon tabakasına olumsuz etkilerinden dolayı şuan kullanımı yasaklanmış olan bir soğutucu akışkandır. Bunun yanında zehirli, patlayıcı ve yanıcı olmaması sebebiyle tamamen emniyetli bir maddedir. Bunlara ilaveten, en ekstrem çalışma şartlarında dahi stabil ve bozulmayan, özelliklerini kaybetmeyen bir maddedir. Ancak, açık bir aleve veya aşırı sıcaklığa haiz bir ısıtıcı ile temas ettirilirse çözülür ve zehirli bileşiklere ayrışır. Kondenserde, ısı transferi ve yoğuşma sıcaklıkları bakımından oldukça iyi bir durum gösterir. Yağlama yağı ile tüm çalışma şartlarında karışabilir ve yağın kompresöre dönüşü basit önlemlerle sağlanabilir. Yağı çözücü (Solvent) özelliği, kondenser ve evaporatör ısı geçiş yüzeylerinde yağın toplanıp ısı geçişini azaltmasını önler. Buharlaşma ısısının düşük olması sebebiyle sistemde dolaşması gereken akışkan debisi fazladır. Fakat bu önemli bir mahzur olmadığı gibi küçük sistemlerde, akış kontrolünün daha iyi yapılması yönünden tercih edilir. Büyük sistemlerde ise buhar yoğunluğunun fazlalığı ile, birim soğutma için gerekli silindir hacmi R-22, R-500 ve R-717 (Amonyak) dan çok farklı değildir. Birim soğutma için harcanan güç de takriben aynı seviyededir. Şekil 5.1.'de R12 soğutucu akışkanının InP-h diyagramı görülmektedir.



Şekil 5.1. R12 soğutucu akışkanının In P-h diyagramı

5.1.3. R134a soğutucu akışkanı

R134a ($\text{CF}_2\text{CH}_2\text{F}$), termodinamik ve fiziksel özellikleri ile R12'ye en yakın soğutucudur. Halen ozon tüketme katsayısı 0 olan ve diğer özellikleri açısından en uygun soğutucu maddedir. Araç soğutucuları ve ev tipi soğutucular için en uygun olan alternatiftir. Ticari olarak da temini olanaklıdır. Yüksek ve orta buharlaşma sıcaklıklarında ve / veya düşük basınç farklarında kompresör verimi ve sistemin COP değeri R12 ile yaklaşık aynı olmaktadır. Düşük sıcaklık için çift kademeli sıkıştırma gerekmektedir. R134a, mineral yağlarla uyumlu olmadığından poliolester veya poliolalkalinglikol bazlı yağlarla kullanılmalıdır. Şekil 5.2.'de R134a soğutucu akışkanının lnP-h diyagramı görülmektedir.



Şekil 5.2. R134a soğutucu akışkanının lnP-h diyagramı

5.3.Alternatif Soğutucu Akışkanlar

Montreal Protokolü ile başlayan süreçte 1995 yılında “gelişmiş ülkeler” kloroflorokarbon (CFC) üretimini yasakladı, ardından gözler soğutma endüstrisinin ana sorunu olan diklorflormetan (R22) gibi ikinci dereceden ozon delen kimyasallara ve onların terk ediş kanunlarına yöneldi.

Mevcut Montreal Protokolünde gelişmiş ülkelerde HCFC üretimi 2020 yılında yasaklanacağı açık olarak belirlenmiş olsa da bu tarihin öne alınması için yoğun baskılar vardır ve özellikle Avrupa Birliği (EU) gibi bazı otoriteler kendi üretim terk ediş takvimlerini 2010 yılına çektikleri gibi kullanım sınırlamalarını bu tarihten çok öncesine çekmişlerdir.

CFC ve HCFC alternatifleri olarak tek bileşikler veya azeotrop karışımlar araştırılmış ancak gerçekte R12 yerine geliştirilen R134a ve R420A dışında bu başari lamamıştır.

Karışımı oluşturan elemanların bireysel eksikleri olmaksızın bazı istenen özellikleri elde etmek amacıyla çalışmalar karışım bileşikler üzerine odaklandı. İlk karışım olarak CFC-12 yerine ve CFC içeren azeotropik karışım R502 üretildi. Bu karışımlar başlangıçta madeni ve alkil benzen yağlarla uyumlu HCFC’ler kullanılarak yapıldı. Daha sonra R12, R502 ve R22 yerine ODP değeri sıfır olan, poliolester yağ gibi sentetik yağlarla uyumlu hidrojenli florakarbonlar (HFC) ile yapıldı. Hidrokarbonlar ve amonyağın kullanımı da dikkate alınmalıdır.

R22 dönüşümünde hidrokarbonların ve amonyağın önemli bir rol oynadığı konusunda şüphe yoktur, fakat muhtemelen mevcut ekipman ve uygulamaların büyük bir kısmında zehirsiz ve yanıcı olmayan R22 yerine sıfır ozon delme potansiyeline (ODP) sahip, yanıcı ve zehirli olmayan bir alternatif aranmaktadır. Mevcut durumda ASHRAE adlandırmaları ile üç karışım

potansiyel alternatif olarak önerilmektedir; R407C (R32-R125-R134a karışımı), R410A (R32-R134a karışımı) ve R417A (R125-R134a ve R600). Bu karışımların hepsi yanıcılık ve zehirlilik yönünden en kötü kaçak durum senaryolarına göre tanımlanan ASHRAE standartlarına göre en düşük risk sınıfı kriterlerini sağlamaktadır.

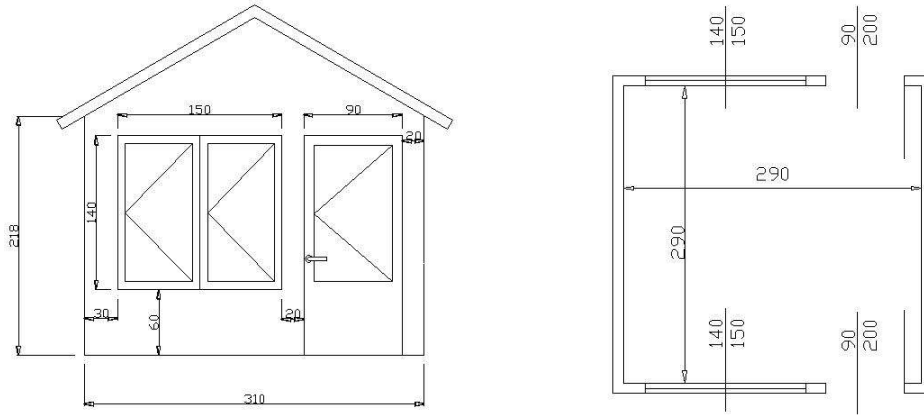
R407C fiziksel özellikler olarak R22'ye benzemektedir. Bu nedenle benzer tasarımlı ekipmanda kullanılabilir. Fakat R407C kullanılması halinde poliol ester yağ (POE) gibi tamamen sentetik yağ doldurulmalıdır. R407C ayrıca pratikte zorluklara yol açan etkili bir sıcaklık kayması gösterir. Özellikle su soğutma gruplarında R22'nin anma evaporatör sıcaklığı 1°C civarında iken R407C'de çiğ noktası şartları evaporatör boyunca -4°C ila 1°C arasında oluşarak buzlanma tehlikesi doğurur.

R410A'da tamamen sentetik yağlayıcılar gerektirir ve fiziksel özellikleri R22'den oldukça farklıdır. Örnek olarak R410A'nın 40°C'deki doyma basınçları R22'den %60 daha yüksektir ve böylece özel tasarımlı ekipman kullanımı gerekir. R410A'nın bazı avantajları beklenmedik seviyede yüksek ısı transfer katsayısına sahip olması ve daha küçük kompresör ve borular gerektirmesidir. Buna rağmen karışımın kritik sıcaklığı oldukça düşük olup (72°C) aşırı yüksek ortam şartlarında ve 60°C ve üzerindeki yoğunlaşma sıcaklıklarına sahip ısı pompası uygulamalarında sorunlar çıkarmaktadır.

R417A, R407C gibi R22 ile benzer fiziksel özelliklere sahiptir, ancak yapısı geleneksel madeni yağlar ve alkali benzen yağlar ile kullanıma uygundur. Bu özellik R417A'yı yeni ve pahalı neme duyarlı (higroskopik) poliol ester yağlar ile değişim olmadan mevcut ekipman ile kullanımda ideal bir akışkan soğutucu yapar.

6.TASARIM

Deney düzeneğinin projelendirilmesi, yoğunlaştırucu kapasitesi, buharlaştırıcı kapasitesi, kompresör kapasitesi, soğutucu akışkan debisi gibi unsurların hesaplanabilmesi için öncelikle deney ortamının ısı kaybı hesabının yapılması gerekmektedir. Aşağıdaki şekilde ısı kaybı hesabı yapılarak deneylerin gerçekleştirildiği ortamın önden ve üstten görünüşü verilmiştir.



Şekil 6.1. Deney odasının önden ve üstten görünüşü

6.1.Deney Ortamının Isı Kaybı Hesabı

Isı kaybı hesabında “Eş.6.1”deki bağıntı kullanılır.

$$Q_h = Q_T + Q_H \quad (6.1)$$

Q_h = mahalın toplam ısı ihtiyacı (W)

Q_T = taşınım ısı kaybı (W)

Q_H = havalandırma ısı kaybı (W)

Bir yapının ısı kaybı hesabını yapabilmek için “Eş. 6.1”deki bağıntıda verilen taşınım ısı kaybı hesabının ve havalandırma ısı kaybı hesabının yapılması gerekmektedir [25].

6.1.1.Taşınım ısı kaybı hesabı

$$Q_T = Q_0 \cdot Z \text{ (W)} \quad (6.2)$$

Q_0 = Mahalin münferit kısımlarında (duvar, pencere, kapı) meydana gelen toplam ısı kaybı (W)

Z = Kaybolan toplam ısıya yapılan ilaveler (%)

Taşınım ısı kaybının hesaplayabilmek için, önce yapının münferit kısımlarından başlamak gerekir.

$$Q_0 = \sum q; Q_0 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + \dots + q_n \text{ (W)} \quad (6.3)$$

q = Mahalin münferit kısımlarının ısı kaybı (W)

$$q = k \cdot A \cdot \Delta t \text{ (W)} \quad (6.4)$$

k = Toplam ısı transfer katsayısı (W/m²K)

A = Hesaba katılan toplam yüzey alanı (m²)

Δt = İç ve dış ortam sıcaklık farkı (°C)

Isı geçiş katsayısı

k değeri olarak da nitelendirilen bu değer yapı malzemesinin cinsine göre iç dış sıcaklıkları arasında 1 °C lik sıcaklık farkı bulunduğu zaman 1 m² yüzey alanından 1 saatte geçen ısı miktarını belirtir. k değeri hazırlanmış tablolardan alınacağı gibi duvarın yapı malzemelerinin cinsi ve ısı iletkenlik katsayıları biliniyorsa hesap yoluyla da bulunabilir. Hesap yöntemi için gerekli bağıntı Eş. 6.5'te verilmiştir [25].

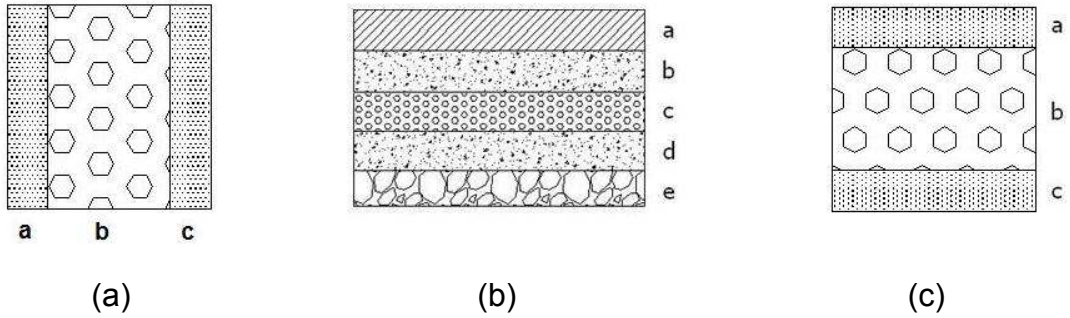
$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_i} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{d_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{d_n}{\lambda_n} + \frac{1}{a_D}} \quad (6.5)$$

α = yüzey ısı transfer katsayısı (W/m²K)

d = malzeme kalınlığı (m)

λ = malzemenin ısı iletkenliği (W/mK)

Hesap yöntemi kullanılarak deney ortamının k değeri hesaplanmıştır. Bunun için gerekli yapı malzemesinin yüzey ısı transfer katsayısı, ve malzeme ısı iletkenliği TS825 den alınmıştır. Şekil 6.2’de duvar, döşeme ve tavanın yapı bileşenleri görülmektedir.



Şekil 6.2. Duvarın, döşemenin ve tavanın yapı bileşenleri

Çizelge 6.1. Duvarın ısı geçiş katsayısı

	Malzeme	d (m)	λ (W/mK)	d / λ
	$1/\alpha_i=1/8$	-	-	0,125
a	Ahşap	0,02	0,14	0,142
b	Yalıtım	0,05	0,035	1,428
c	Ahşap	0,02	0,14	0,142
	$1/\alpha_d=1/12$	-	-	0,083
	$1/k$	-	-	2,206
	k	-	-	0,453

Çizelge 6.2. Döşemenin ısı geçiş katsayısı

	Malzeme	d (m)	λ (W/mK)	d / λ
	$1/\alpha_i=1/8$	-	-	0,125
a	İç sıva	0,03	0,87	0,034
b	Grabeton	0,1	1,51	0,066
c	Yalıtım	0,05	0,035	1,428
d	Grabeton	0,1	1,51	0,066
e	Blokaj	0,05	1,74	0,028
	$1/\alpha_d=1/\infty$	-	-	0,000
	1/k	-	-	1,747
	k	-	-	0,572

Çizelge 6.3. Tavanın ısı geçiş katsayısı

	Malzeme	d (m)	λ (W/mK)	d / λ
	$1/\alpha_i=1/8$	-	-	0,125
a	Ahşap	0,02	0,14	0,142
b	Yalıtım	0,05	0,035	1,428
c	Ahşap	0,02	0,14	0,142
	$1/\alpha_d=1/12$	-	-	0,083
	1/k	-	-	2,206
	k	-	-	0,453

6.1.2. Havalandırma ısı kaybı hesabı

Mahalin havalandırma ısı kaybı, kapı ve pencere aralıklarından sızan havayı ısıtma ihtiyacından doğan miktardır.

Kapı ve pencereler kapatıldıkları zaman kanatlar arasında tam bir temas sağlanamamaktadır. Mahal havası ile dış hava arasındaki sıcaklık ve basınç farkından dolayı tam birleşme sağlanamayan kanat aralıklarının alt kısımlarından içeri soğuk hava girerken, üst kısımlardan da içeriğin ısıtış havası dışarıya sızmaktadır. Dolayısıyla dışarıdan sızan havayı da oda sıcaklığına kadar ısıtma ihtiyacı ortaya çıkmaktadır. Bu sızıntı havasını ısıtmak için ihtiyaç duyulan ısı miktarına havalandırma ısı kaybı (Q_H) denilmektedir [25].

$$Q_H = \frac{1}{3,6} \cdot [(\sum a \cdot l) \cdot R \cdot H \cdot \Delta t \cdot Z_K] \quad (6.6)$$

a = geçirgenlik katsayısı

l = açılır kısımların çevre uzunluğu (m)

H = bina durum katsayısı

R = oda durum katsayısı

Δt = iç ve dış sıcaklık farkı ($^{\circ}\text{C}$)

Z_K = köşe pencere tanım katsayısı

Yukarıda verilen katsayılar, taşınım ısı kaybı hesabında olduğu gibi TS825 den alınmıştır.

Taşınım ve havalandırma ısı kaybı hesabı ayrı ayrı yapıp elde edilen sonuç ısı kaybı hesabı çizelgesinde verilmiştir. Isı kaybı tablosu ısı kaybı hesabını kolaylaştırmak için yapılmış bir çizelgedir. Isı kaybı hesabının tek bir çizelgeden oluşmuş olmasının sebebi tek bir odadan ibaret olan deney

ortamının bu deney için özel olarak yapılmış bir yapı olmasından kaynaklanmaktadır.

Çizelge 6.4 Deney ortamının ısı kaybı hesabı

ISI KAYBI HESABI ÇİZELGESİ												SAYFA				1
												KAT				NORMAL
ODANIN ADI: DENEY ODASI												TARİH				
YAPI BİLEŞENİ			ALAN HESABI					ISI KAYBI HESABI				ARTIRIMLAR				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
İŞARETİ	YÖN	KALINLIK	UZUNLUK	YÜKSEKLİK	TOP. ALAN	MIKTAR	ÇIKAN ALAN	HESAPLANAN A.	ISI GEÇİRGENLİĞİ	SICAKLIK FARKI	ARTIRIMSIZ ISIKAYBI	BİRLEŞİK	KAT YÜKSEKLİĞİ	YÖN		TOPLAM ISI İHTİYACI
		d			A _o	Ad	A	A	U	ΔT	Q _o	ZD	ZW	ZH	Z	Q _o =Q _t +Q _H
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	W/m ² K	K	W	%	%	%	%	W
DD1	B	10	3,1	2,2	6,82	1		6,82	0,453	28	86,505					
DD3	D	10	3,1	2,2	6,82	1		6,82	0,453	28	86,505					
DD2	G	10	3,1	2,2	6,82	1	4	2,82	0,453	28	35,769					
DD4	K	10	3,1	2,2	6,82	1	4	2,82	0,453	28	35,769					
İK1	K	-	0,9	2	1,8	1		1,8	2	28	100,8					
ÇÇP1	K	-	1,5	1,4	2,1	1		2,1	2,6	28	152,88					
İK2	G	-	0,9	2	1,8	1		1,8	2	28	100,8					
ÇÇP2	G	-	1,5	1,4	2,1	1		2,1	2,6	28	152,88					
Zemin		33	3,1	3,1	9,61	1		9,61	0,572	9	49,472					
Tavan		10	3,6	3,1	11,16	1		11,16	0,453	28	141,55					
											942,93	7	0	5	1,12	1056,09
Q _s = 1/3,6*(2,5*23,6*0,7*0,97*28*1)																311,56
																1367,67

Yukarıdaki tabloda deney ortamın toplam ısı yükü ihtiyacı görülmektedir. Deney ortamı ısı pompasının yoğunlaştırucusu ile zorlanmış şekilde ısıtılacağı için toplam ısı kaybı miktarını yoğunlaştırucunun ortama vermesi gereken ısı miktarı olarak da nitelendirebiliriz.

Buradan yola çıkarak yoğuşturucu kapasitesi, buharlaştırıcı kapasitesi, kompresör kapasitesi, soğutucu akışkan debisi gibi tasarım parametrelerine kolayca ulaşabiliriz.

6.2. Deney Düzeneğinin Tasarım Parametreleri

İç ortam sıcaklığı 25°C

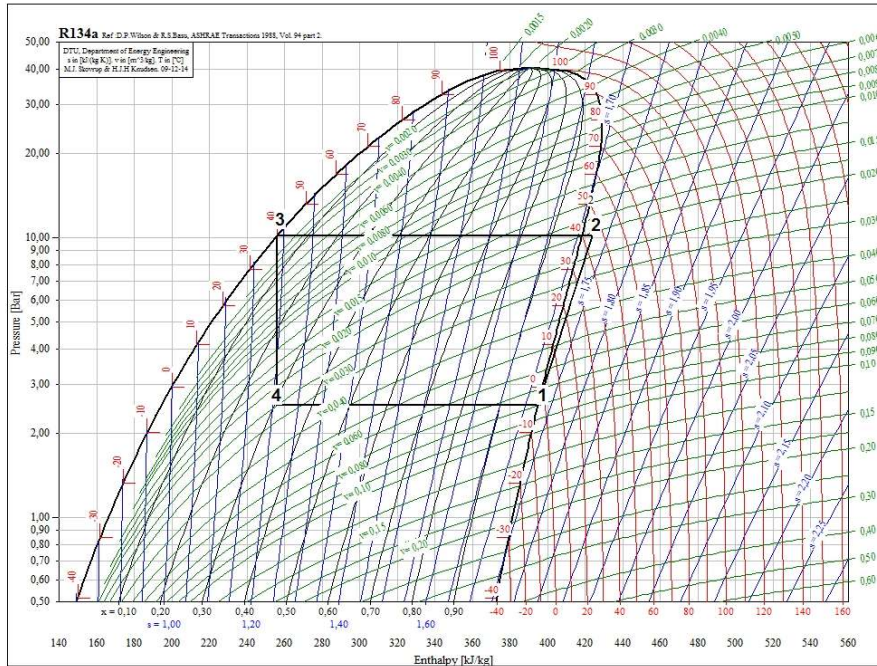
Yoğuşma sıcaklığı 40°C

Yıllık ortalama göl suyu sıcaklığı 6°C

Buharlaştırma sıcaklığı -4°C

Soğutucu akışkan olarak R 134a kullanılacaktır.

Bu değerler R 134a soğutma gazına ait bir LnP-h diyagramına yerleştirilirse:



Şekil 6.3. Tasarım koşullarına göre sistemin LnP-h diyagramı

Bu diyagrama göre;

$$h_3 = h_4 = 255,97 \text{ kJ / kg}$$

$$h_1 = 394,78 \text{ kJ / kg}$$

$$h_2 = 423,33 \text{ kJ / kg}$$

1 kg soğutucu akışkanı kompresörde sıkıştırma işi:

$$w_c = h_2 - h_1 = 423,33 - 394,78 = 28,55 \text{ kJ / kg} \quad (6.7)$$

1 kg soğutucu akışkanı kondenserde yoğunlaştırma işi:

$$q_{sic} = h_2 - h_3 = 423,33 - 255,97 = 167,36 \text{ kJ / kg} \quad (6.8)$$

Teorik ısıtma etkinliği (ITK) :

$$I.T.K = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} = \frac{167,36}{28,55} = 5.86 \quad (6.9)$$

1 kg soğutucu akışkanı evaporatörde buharlaştırma işi:

$$q_{sog} = h_1 - h_4 = 394,78 - 255,97 = 138,81 \text{ kJ / kg} \quad (6.10)$$

Soğutma devresinde dolaştırılması gerekli soğutucu akışkan miktarı:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{sic}}{q_{sic}} = \frac{1367 \text{ J / s}}{167360 \text{ J / kg}} = 0,0081 \text{ kg / s} \quad (6.11)$$

Kompresör tahrik motoru tüketim gücü:

$$W_C = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) = 0,0081 \cdot 28.55 = 230W \quad (6.12)$$

Buharlaştırıcı kapasitesi:

$$Q_{sog} = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4) = 0.0081 \cdot (394,78 - 255.97) = 1124.36W \quad (6.13)$$

Sistemdeki kayıplar ve kompresörün aralıklı çalışması göz önüne alınarak sistem kapasitesi %30 arttırıldı.

Çıkan bu sonuçlara göre 0,5 HP gücünde R134a soğutma gazı ile çalışan L'Unite Hermetique marka CAE4456Y tip hermetik kompresör, Friterm marka hava soğutmalı DK02 modeli kondenser, evaporatör olarak da Danfoss marka B3-012-12-H modeli lehimli plakalı ısı eşanjörü seçilmiştir.

7.MATERYAL METOT

7.1 Giriş

Bu çalışma deneysel bir çalışma olup deney düzeneği Deneysan Eğitim Cihazları Sanayi ve Ticaret bünyesinde, öz kaynaklarla temin edilen malzemeler kullanılarak imal edilmiştir.

Deney düzeneğinin tasarımında deney yapılan ortamın ısı kaybı hesabı esas alınmıştır.

Deneyler Balıkesir Üniversitesi Gönen Meslek Yüksek Okulu bünyesinde bulunan yapay gölette yapılmıştır. Deney sonuçları tablo haline getirilip sonuçlar tablo şeklinde verilmiştir. Sonuçlara dayanılarak ilgili grafikler çıkartılmıştır. Elde edilen bu değerlere göre değerlendirmeler ve öngörüler yapılmıştır.



Resim 7.1. Deney yapılan gölet

7.2.Deney Tesisatı

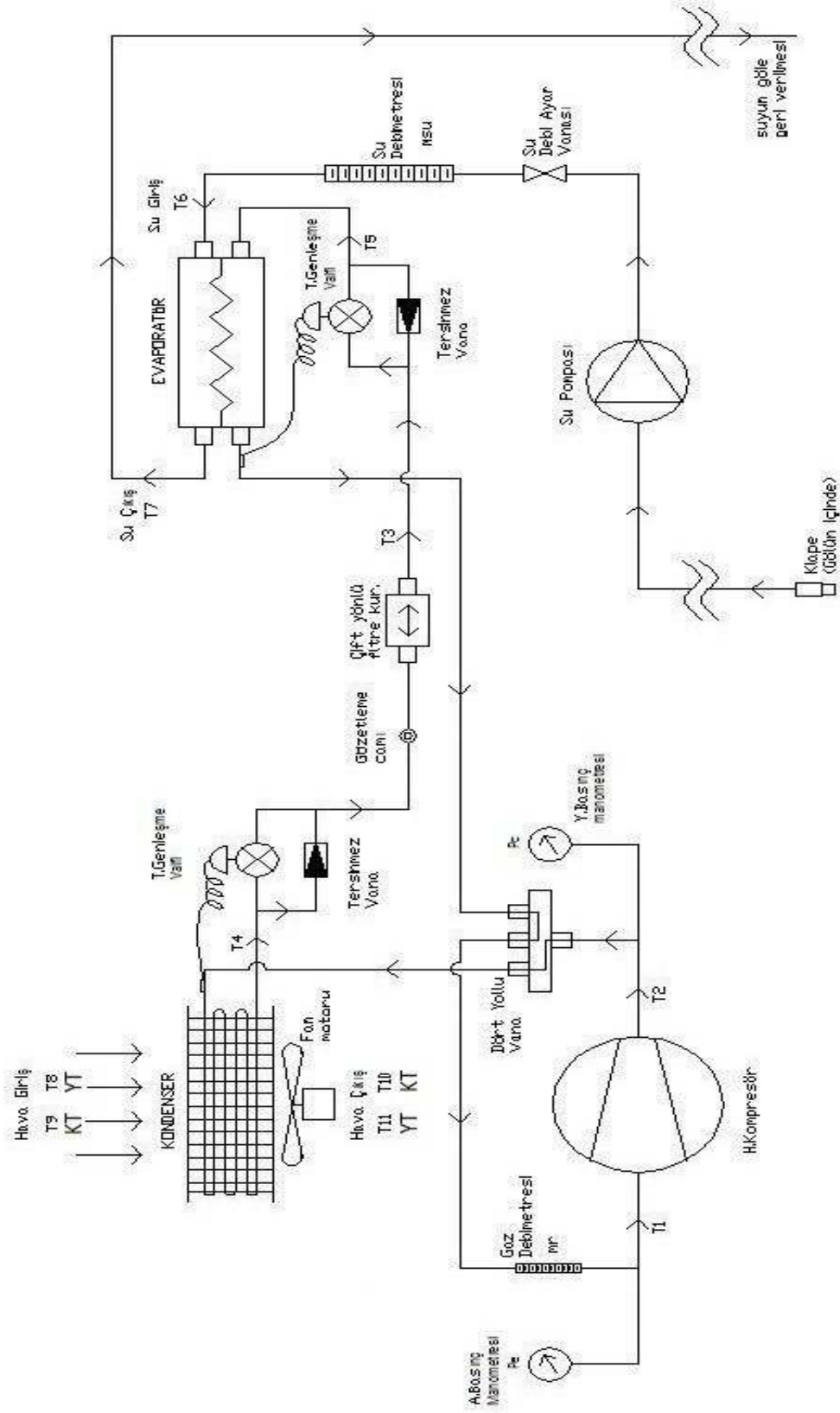
Deney düzeneği öz kaynaklarla temin edilen malzemelerle Deneysan Eğitim Cihazları Sanayi ve Ticaret bünyesinde imal edilmiştir. Resim 6.2’de deney düzeneğinin deney yerindeki çalışır durumdaki şekli görülmektedir.



Resim 7.2. Deney düzeneği

Deney düzeneği hem ısıtma hem soğutma yapabilecek şekilde tasarlanıp imal edilmiştir. Ancak deneyler ısı pompasının amacı gereği ısıtma konumunda yapılmıştır

Deney düzeneğinde ölçüm parametreleri belirlenip bu ölçüm noktaları üzerinde işaretlenmiş ve Şekil 7.1’de şeması verilmiştir.



Şekil 7.1. Isı pompası deney ve ölçüm noktaları şeması

7.3.Deney Düzeneğinde Kullanılan Malzemeler

7.3.1.Kompresör

Sudan havaya açık sistem ısı pompası düzeneğinde 0,5 BG gücünde L'Unite Hermetique marka CAE4456Y tip hermetik kompresör kullanılmıştır. Hermetik tip kompresörlerde silindir, biyel, elektrik motoru, yağlama yağı yağ kısmı tam sızdırmaz çelik kap içersinde bulunur. Bu tip kompresörler ısı pompası uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadırlar.

Sızdırmaz kap içersindeki soğutucu akışkanla reaksiyona girmeye yağ hem yağlama hem de motorun soğutulması görevini görür.

Hermetik tip kompresörler yapısı gereği dış etkenlerden etkilenmez. Genelde sızdırmazlık problemleri yoktur. Ancak arıza durumunda tamirleri oldukça zor ve masraflıdır.

Deney düzeneğinde kullanılan kompresör R134a soğutucu akışkan ile çalışan bir kompresördür.

7.3.2.Sıcaklık ölçme aleti

Deney esnasında gerekli sıcaklıkları ölçmek için çok kanallı Dixel marka termometre kullanıldı. Termometre ve ölçüm seçim anahtarları kontrol panosuna yerleştirilmiştir. Sıcaklık ölçülecek noktalarda sıcaklık algılayıcı termistörler (NTC) yerleştirilip ve termometre ile bağlantısı yapılmıştır. Her deney sırasında 11 adet sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Resim 7.3'te sıcaklık ölçme aleti görülmektedir.



Resim 7.3. Deney düzeneği kontrol panosu ve çok kanallı termometre

7.3.3. Hava üfleyici (Fan motoru)

Hava üfleyici olarak 90 W gücünde eksensel tek fazlı bir fan kullanılmıştır. Fanın devir sayısı dimmer devresi ile kontrol edilmektedir. Dimmer devresi kontrol panosuna yerleştirilmiştir. Fanın devri istenilen hava hızına göre (anemometre ile ölçülerek) dimmer devresinden elle ayarlanmaktadır. Havanın hızı 3,21 m/s ile 0 m/s arasında ayarlanabilmektedir. Deneyler 3 m/s, 2 m/s ve 1 m/s hızlarında ayrı ayrı yapılmıştır.

7.3.4. Ampermetre

Deney düzeneğinde dijital ampermetre kullanılmıştır. Ampermetre deney düzeneğinin elektrik bağlantısına seri olarak bağlanarak düzeneğin deney esnasında çektiği toplam akımı belirlemek için kullanılmıştır. Resim 7.4'te ampermetre görülmektedir.



Resim 7.4. Ampermetre

7.3.5. Voltmetre

Deney düzeneğinde dijital Voltmetre kullanılmıştır. Voltmetre deney düzeneğinin elektrik bağlantısına paralel olarak bağlanarak deney düzeneğinin deney esnasındaki gerilimini belirlemek için kullanılmıştır. Resim 7.5'te voltmetre görülmektedir.



Resim 7.5. Voltmetre

7.3.6. Cosφ metre

Cosφ metre sistemimizdeki yükün, ne derece endüktif, omik yada kapasitif olduğunu bilmemize yarayan bir ölçü aletidir. Örneğin, omik alıcılar bünyesinde rezistans barındıran alıcılardır, endüktif alıcılar, bobin ve nüve barındıran, kapasitif alıcılar ise kapasitör barındıran elemanlardır. Endüktif alıcılarda akım tatbik edilen gerilimden ϕ açısı kadar geridedir. Kapasitif alıcılarda ise tam tersidir. Cosφ metrenin amacı ise bize buradaki faz açısını belirterek çekilen yükün çeşidini belirtmektir. Resim 7.6'da cosφ metre görülmektedir.



Resim 7.6. Cosφ-metre

7.3.7. Su debimetresi

Deney düzeneğinde gölden çekilen suyun debisinin belirlenmesi için 60-600 l/h debi aralıklarında ölçüm yapabilen debimetre kullanılmıştır. Debimetrenin önüne konulan sürgülü vana ile 100 l/h, 300 l/h, 500 l/h göl suyu debileri elde edilerek her bir debi için ayrı ayrı deneyler yapılmıştır. Resim 7.7'de su debimetresi görülmektedir.



Resim 7.7. Su debimetresi

7.3.8. Gaz debimetresi

Deney düzeneğinde buhar sıkıştırırmalı çevrim içerisinde dolaşan soğutucu akışkanın debisini belirlemek için Dwyer marka 0-100 l/dak aralığında ölçüm yapabilen gaz debimetresi kullanılmıştır. Elde edilen debi değeri kullanılarak sistemin termodinamik analizi yapılacaktır. Resim 7.8'de gaz debimetresi görülmektedir.



Resim 7.8. Gaz debimetresi

7.3.9. Alçak ve yüksek basınç manometresi

Deney düzeneğinde yoğuşma ve buharlaşma basınçlarının belirlenmesi amacıyla kompresörün emme hattına alçak basınç , basma hattına yüksek basınç manometresi takılmıştır. Buradan elde edilen basınç değerleri sistemin termodinamik analizinde kullanılacaktır.

7.3.10. Filtre kurutucu

Isı pompalarındaki arızaların büyük oranda sebebinin sistemdeki nem olduğudur. Sistemde nem bulunan istenmeyen nem donarak genleşme valfini tıkayabilir ve soğutucu akışkan geçişini engelleyebilir. Bu istenmeyen durumun önüne geçebilmek için sisteme bir filtre kurutucu konmuştur. İçindeki kimyasal maddeler sayesinde soğutucu akışkandaki nemi alır. Aynı zamanda bünyesindeki filtre ile de çapak ve diğer partiküllerin tutulmasını da sağlar. Böylece sistem daha sorunsuz bir şekilde çalışmış olur. Sistemin tasarımı gereği çift yönlü filtre kurutucu kullanılmıştır.

7.3.11. Genleşme valfi

Deney düzeneğinde R134a gazına uyumlu Danfoss marka 0 numara orisifis takılı termostatik genleşme valfi kullanılmıştır. Deney düzeneğinde iki adet genleşme valfi kullanıldığına daha önce değinilmiştir.

7.3.12.Devir daim pompası

Göl suyundan ısıyı çekebilmek için suyun plakalı tip ısı değiştiricisinden geçirilmesi gerekmektedir. Bunun için tek fazlı bir santrifüj pompa kullanılmıştır.bu pompa yardımı ile su gölden çekilip ısı değiştiricisine gönderilmekte oradan tekrar göle 15-20 metre bir mesafeden geri verilmektedir.

7.3.13.Dijital hava hızı ölçer (Anemometre)

Anemometreler, havanın hızının ölçümünde kullanılan cihazlardır. Kupalı, pervaneli, ultrasonik, telli ve lazer anemometre çeşitleri mevcuttur. Rüzgar hız ölçümlerinde genellikle kupalı anemometreler kullanılır. Kupalı anemometreler dikey eksenlidir ve rüzgarı yakalamak için 3 tane kupası vardır. Kupaların dakikadaki dönme sayıları elektronik olarak kaydedilerek ölçüm yapılır.

Resim 7.9'da deneyler yapılırken kullanılan dijital hava hızı ölçer görülmektedir.



Resim 7.9. Dijital hava hızı ölçer (Anemometre)

8. ÖLÇÜM DEĞERLERİ VE HESAPLAMALAR

8.1. Ölçümler ve sonuçlar

Deneyler 2009 yılı Nisan ayı içersinde Balıkesir Üniversitesi Gönen Meslek Yüksek Okulu bünyesinde yapıldı. Deneyler yapılırken giriş havasının şartlarının ısı pompasının performansına etkisini gözlemlemek amacıyla deney ortamında bulunan klima yardımıyla giriş havası sıcaklığı yaklaşık 14°C, 20°C ve 25°C değerlerinde sabitlendi. Bu her üç hava şartına göre 1 m/s, 2 m/s ve 3 m/s hava hızlarında, 100 l/h, 300 l/h ve 500 l/h su debilerinde deneyler yapılarak gerekli parametreler ölçüm aletleri yardımıyla kayda geçirildi.

Bu üç deney yaklaşık 15°C, 20°C ve 25°C olarak şartlandırılan ortamda yapıldı. Yani giriş havası bu üç sıcaklıkta sabit tutularak yapıldı. Her bir deneyde hava hızları 1 m/s, 2 m/s ve 3 m/s ve su debileri de 100 l/h, 300 l/h ve 500 l/h olacak şekilde periyodik olarak değiştirildi. Değiştirilen bu giriş parametrelerinin ardından sistem rejimi sabit olduğu anda (yaklaşık 20 dakika) ölçülen parametreler kayda geçirildi. Aslında üç hava şartına göre üç ana deney ve bunların her birinde üç hava hızı şartı ve üç su debi şartına göre dokuz alt deney ve toplamda yirmi yedi adet deney yapılmıştır. Bir ana deney ve içerdiği dokuz alt deneyin yapılışı yaklaşık iki saat kırk dakika sürdü. Her bir ana deney için bir gün ayrıldı. Deneyler 04.04.2009, 05.04.2009 ve 06.04.2009 günleri üzere üç günde tamamlandı. Deneylerin sonuçlarının değerlendirilmesinde “Coolpack”, “Solkane 6.0” ve “Airware” adlı yazılımlar kullanıldı. “Coolpack”, “Solkane 6.0” yazılımları ile ölçüm sonuçlarına göre ölçümü direk olarak yapılamayan aşırı kızgınlık ve aşırı soğutma gibi parametrelerin bilgisayar ortamında belirlenmesi sağlandı. “Airware” yazılımı ise havanın giriş çıkış entalpilerinin belirlenmesinde kullanıldı. Deney düzeneğinin çalışma şeması ve ölçüm parametreleri ve ölçüm noktaları Şekil 7.1’de verilmiştir.

8.2. Termodinamik Hesaplar

Hesaplar için gerekli değerler deney düzeneği üzerindeki algılayıcı ve ölçüm aletleri ile direk ölçülmek suretiyle elde edilmiştir. Buradan elde edilen değerler formüle edilecek olursa;

Isıtma tesir katsayısı:

$$ITK = \frac{Q_{sic}}{W} \quad (8.1)$$

Yoguşturucudan havaya atılan ısı miktarı:

$$Q_{sic} = \dot{m}_{hava} \cdot \Delta h_{hava} \quad (8.2)$$

$$Q_{sic} = \dot{V}_{hava} \cdot \rho_{hava} \cdot \Delta h_{hava} \quad (8.3)$$

$$Q_{sic} = U_{hava} \cdot A_{kanal} \cdot \rho_{hava} \cdot (h_{hava-giris} - h_{hava-cikis}) \quad (8.4)$$

Buharlaştırıcı ile sudan çekilen ısı miktarı:

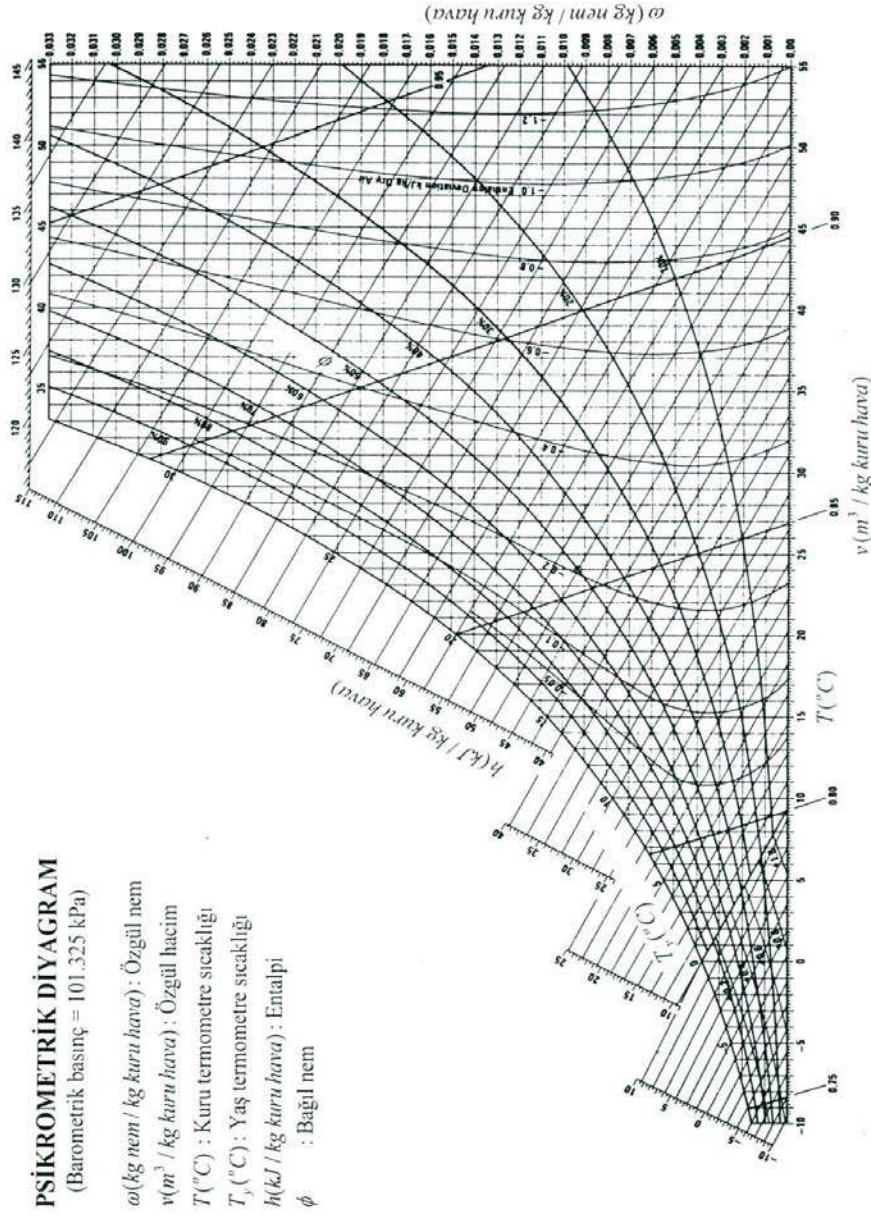
$$Q_{sog} = \dot{m}_{su} \cdot c p_{su} \cdot \Delta T_{su} \quad (8.5)$$

$$Q_{sog} = \dot{m}_{su} \cdot c p_{su} \cdot (T_{su-giris} - T_{su-cikis}) \quad (8.6)$$

Sistemin harcadığı enerji miktarı ise

$$W = I \cdot V \cdot \cos \varphi \quad (8.7)$$

Hava kanalına giren ve çıkan havanın entalpisi, kuru ve yaş termometre sıcaklıklarının ölçülüp “Airware” adlı yazılım yardımı ile psikrometrik diyagram üzerinden okunmak suretiyle elde edilmiştir. Şekil 7.1 de psikrometrik diyagram verilmiştir.



Şekil 8.1. Psikrometrik diyagram

Buharlaştırıcının göl suyundan çektiği ısı, yoğunlaştırıcının havaya verdiği ısı, sistemin harcadığı enerji miktarı ve ITK değerleri çizelgelerde verilmiştir.

Çizelge 8.4. Deneyler sonucunda buharlaştırıcının çektiği ısı miktarı

Buharlaştırıcının Çektiği Isı Miktarı (Watt)									
	1.Hava şartı			2.Hava şartı			3.Hava şartı		
	1 m/s	2 m/s	3 m/s	1 m/s	2 m/s	3 m/s	1 m/s	2 m/s	3 m/s
100 l/h	580	604	639	580	638	603	580	522	580
300 l/h	552	940	870	697	836	766	801	836	870
500 l/h	870	929	871	870	986	928	928	870	870

Çizelge 8.5. Deneyler sonucunda yoğunlaştırıcının verdiği ısı miktarı

Yoğunlaştırıcının Verdiği Isı Miktarı (Watt)									
	1.Hava şartı			2.Hava şartı			3.Hava şartı		
	1 m/s	2 m/s	3 m/s	1 m/s	2 m/s	3 m/s	1 m/s	2 m/s	3 m/s
100 l/h	978	1008	1031	1021	1063	1013	1043	954	1005
300 l/h	1136	1173	1209	1152	1281	1200	1293	1296	1314
500 l/h	1300	1368	1296	1332	1431	1358	1428	1330	1302

Çizelge 8.6. Deneyler sonucunda sistemin harcadığı enerji miktarı

Sistemin Harcadığı Enerji Miktarı (Watt)									
	1.Hava şartı			2.Hava şartı			3.Hava şartı		
	1 m/s	2 m/s	3 m/s	1 m/s	2 m/s	3 m/s	1 m/s	2 m/s	3 m/s
100 l/h	398	404	392	441	425	410	463	432	425
300 l/h	421	419	417	455	445	437	492	460	440
500 l/h	430	439	425	463	445	430	500	460	432

Çizelge 8.7. Deneyler sonucunda elde edilen ITK değerleri

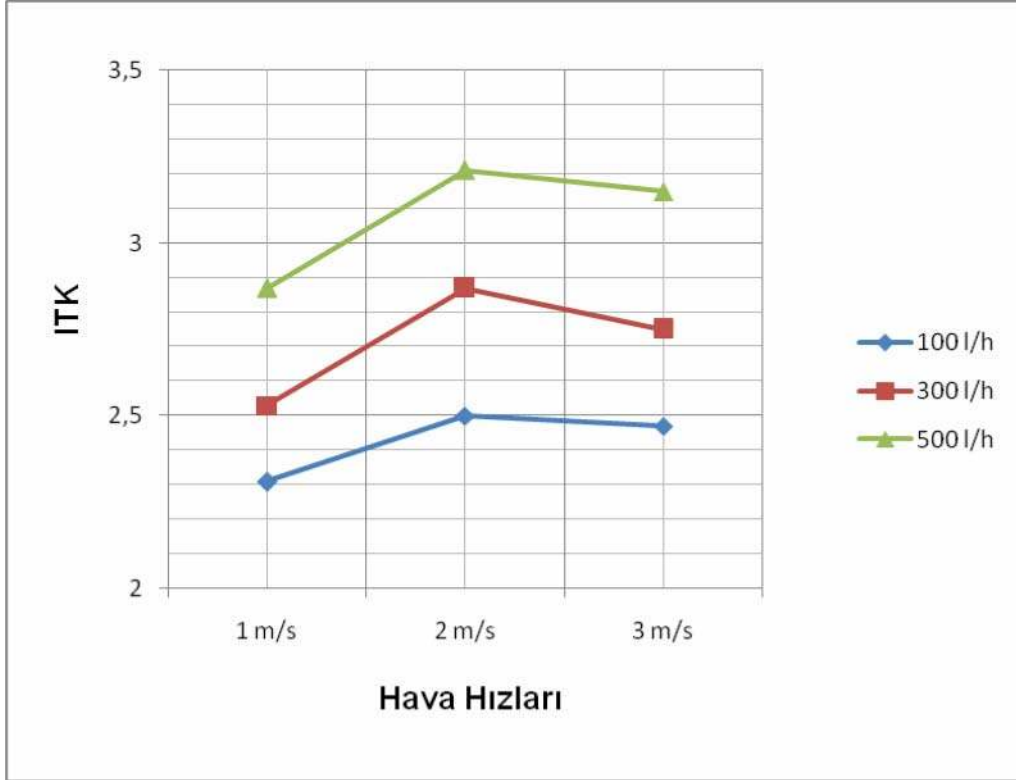
Isıtma Tesir Katsayıları									
	1.Hava şartı			2.Hava şartı			3.Hava şartı		
	3 m/s	2 m/s	1 m/s	3 m/s	2 m/s	1 m/s	3 m/s	2 m/s	1 m/s
500 l/h	3,04	3,11	3,02	3,15	3,21	2,87	3,01	2,89	2,85
300 l/h	2,71	2,83	2,91	2,75	2,87	2,53	2,97	2,81	2,62
100 l/h	2,63	2,49	2,49	2,47	2,5	2,31	2,36	2,2	2,15



Şekil 8.2. 1. hava şartında hava hızına ve su debisine bağlı olarak ITK değişimi

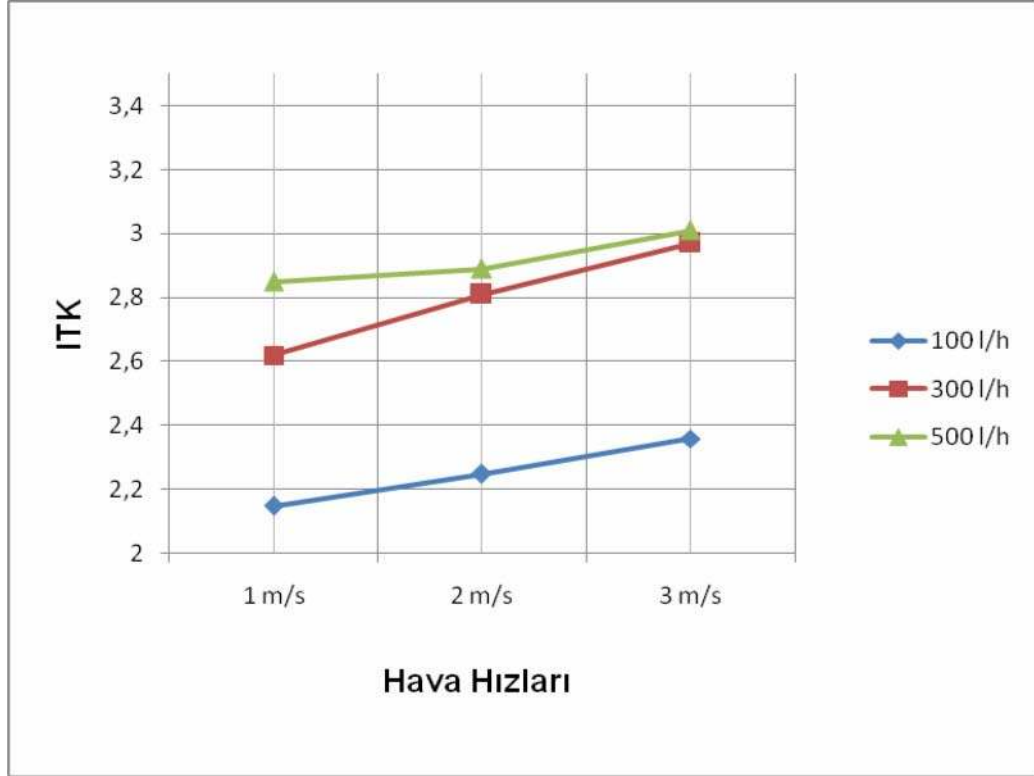
Şekil 8.2 de görüldüğü üzere 1. hava şartında yapılan deneylerde en yüksek ITK değeri 2 m/s hava hızı ve 500 L/h su debisinde olmaktadır. Aynı su debisinde hava hızı arttırıldığında ısı transferinin de artması dolayısıyla ITK değerinin de artması beklenirken bir düşüş meydana gelmektedir. Bunun sebebi ise deney düzeneğinde gölden ısı çekmek için kullanılan plakalı ısı eşanjörünün en yüksek kapasiteye ulaşması olarak yorumlanmıştır. Yani deney düzeneğimizin 1. hava şartında en yüksek verimde çalıştığı en uygun durum bu değerlerdedir. Bundan sonra hava hızı ne kadar artarsa artsın performansta bir artış olması beklenmemektedir.

100 L/h ve 300 L/h su debisinde ise ITK değeri 1 m/s ve 2 m/s hava hızlarında pek değişmemektedir. Fakat sistem olması gerektiği gibi hava hızı arttıkça ITK değeri de artmaktadır. Yani bu debi değerlerinde sistem en yüksek performansa ulaşmamıştır. Hava hızının arttırılması durumunda ITK değerlerinin de artması beklenebilir.



Şekil 8.3. 2. hava şartında hava hızına ve su debisine bağlı olarak ITK değişimi

Şekil 8.3 de görüldüğü üzere 2.hava şartında yapılan deneylerde en yüksek ITK değeri 2 m/s hava hızı ve 500 L/h su debisinde olmaktadır. Aynı su debisinde hava hızı arttırıldığında ısı transferinin de artması dolayısıyla ITK değerinin de artması beklenirken bir düşüş meydana gelmektedir. Bunun sebebi de bir önceki deneyde olduğu gibi deney düzeneğinde gölden ısı çekmek için kullanılan plakalı ısı eşanjörünün azami kapasiteye ulaşması şeklinde yorumlanmıştır. Yani sistem her debi değeri için en yüksek kapasiteye 2 m/s hava hızında ulaşmaktadır. Hava hızının bu değerden daha yüksek bir değere çekilmesi durumunda dahi ITK değerinde bir artış olması beklenmemektedir.



Şekil 8.4. 3. hava şartında hava hızına ve su debisine bağlı olarak ITK değişimi

Şekil 8.4 de görüldüğü üzere 3. hava şartında yapılan deneylerde en yüksek ITK değeri 3 m/s hava hızı ve 500 L/h su debisinde olmaktadır. En düşük ITK değeri ise 1 m/s hava hızı ve 100 L/h su debisinde meydana gelmektedir. Su debisine ve hava hızına bağlı olarak ITK değerleri olması gerektiği gibi kararlı bir şekilde artmaktadır. Hem hava hızının hem su debisinin artırılması durumunda ITK değerinde de artış olması beklenmektedir. Yani sistem henüz en yüksek performansa ulaşmamıştır.

9. SONUÇ VE ÖNERİLER

9.1. Sonuç

Bu çalışmada Balıkesir yöresinde yer-su kaynaklı ısı pompasının performansının incelenmesi sonucunda hava hızının ve su debisinin artması ile ısıtma tesir katsayısının da arttığı görülmüştür.

Ortam havasının sıcaklığı artıkça ITK değerlerinin hava hızına ve su debisine bağlı olarak doğrusal bir şekilde arttığı görülmektedir.

En yüksek ısıtma tesir katsayısı değeri 3.15 olarak hesaplanmıştır. Bu değer 2. Hava şartında, 2 m/s hava hızı ve 500 L/dak su debisinde elde edilmiştir. Halbuki en yüksek ısıtma tesir katsayısının en yüksek değişkenler olan 3 m/s hava hızı ve 500 L/dak su debisinde elde edilmesi beklenmektedir. 3.hava şartında böyle bir durumun gerçekleşmesi beklenebilir. Ancak 1. ve 2. hava şartında en yüksek ITK değerleri 2 m/s hızında elde edilmiştir. Bu da gösteriyor ki sistemin en yüksek çalışma performansı 1. ve 2. hava şartında her su debisi için 2 m/s hava hızında gerçekleşmektedir.

Deneyler yapılırken manometredeki değerin tam okunamaması vb. bir takım ölçüm hataları da sonuçların bir miktar sapmasına sebep vermiş olabilir.

Isıtma tesir katsayısını etkileyen en önemli unsurlardan biri de su kalitesidir. Deneyde ısı kaynağı olarak kullanılan göl suyu kirli ve tortulu olduğu için ısı transfer katsayısı düşüktür. Bu yüzden zamana bağlı olarak plakalı ısı değiştiricinin yüzeyini kaplayarak ısı transfer alanını örterek verimin düşmesine ve hatta tıkanmasına sebep olacaktır.

9.2. Öneriler

Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmıştır. Daha iyi verim alabilmek için diğer soğutucu akışkanlarla yeni araştırmalar yapılabilir.

Daha yüksek performans elde etmek için, kondeserde hava ile temas eden yüzey alanı artırılabilir.

Daha kesin sonuçlar elde edebilmek için buharlaştırıcı kapasitesi büyütülebilir.

Ölçüm aletinin kalibrasyonu önemli bir unsurdur. Daha iyi sonuçlar için data logger kullanılabilir.

KAYNAKLAR

1. Summer A.J., Domestic Heat Pumps, **Prism Press, Unwin Brothers Ltd**, Surrey 1976
2. Partin, J.R., "Sizing the closed-loop earth coupling for heat pumps", **ASHRAE Transactions**, 91: 61-69 (1985)
3. Kavanaugh, S., "Desing considerations for ground and water source heat pumps in southern climates", **ASHRAE Transactions**, 95: 1139-1149 (1989)
4. Mei, V.C., "Experimental study of direct-expansion ground coil heat exchangers", **ASHRAE Transactions**, 96: 821-828 (1990)
5. Sulatisky, M.T. ve VAN DER KAMP, G., "Ground source heat pumps in the canadian prairies", **ASHRAE Transactions**, 97: 374-485 (1991)
6. Salah El-Din, M.M., "On the heat flow into the ground", **Renewable Energy**, 18 (4): 473-490 (1990)
7. Leong, W.H., Tarnawsky, V.R., Aittomaki, A., "Effect of soil type and moiture content on ground heat pump performance", **Internatinal Journal of Refrigerations**, 21 (8): 595-606 (1998)
8. Piechowsky, M., "Heat and mass transfer model of ground heat exchanger: theoretical development", **Internatinal Journal of Energy Research**, 23: 571-588 (1999)
9. Michel, A. Bernier, "Ground coupled heat pump system simulation", **ASHRAE Transactions**, 1: 605-616 (2001)
10. Sodha, M.S., "Simulation of dynamic heat transfer between ground and underground structures", **International Journal of Energy Research**, 25: 1391-1394 (2001)
11. Meloy,B.R., "Free cooling works for Cowlitz County of Justice", **ASHRAE Transactions**, 98: 1023-1030 (1992)

12. Rafferty, K.D., "Large tonnage ground water heat pumps-experiences with two systems", **ASHRAE Transactions**, 98: 587-592 (1992)
13. Catan, M.A. ve Baxter, V.D., "An optimized ground-coupled heat pump system desing for northern climate applications", **ASHRAE Transactions**, 91: 1185-1203 (1985)
14. Habalı, K., "Isı pompası uygulamalarında son gelişmeler" Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara (1994)
15. Ayyıldız. İ., "Jeotermal atık su kullanan buhar sıkıştırmalı bir ısı pompasının simülasyon modeli ile kararlı rejimdeki performans özelliklerinin bulunması", Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara (1996)
16. Seçilmiş, A. ve Arkadaşları, "Atatürk barajı bağlantılı ısıtma-soğutma sistemi tasarımı", **VII. Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu**, İstanbul, 441-450, (2008)
17. Danış, E., "Su kaynaklı ısı pompası sisteminin Siirt' de bir uygulamayla incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, **Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul (2007)
18. Kara, Y.A, Yüksel B., "Düşük sıcaklıktaki jeotermal kuyuların ısı pompası desteğiyle bina ısıtılmasında kullanılması", **TMMOB Makine Mühendisleri Odası Tesisat Mühendisliği Dergisi**, 73: 37-46 (2003)
19. Yayıcı, A., "Bir binanın Van Gölü ısı kaynaklı ısı pompası ile ısıtılmasının ekonomikliğinin araştırılması", Yüksek Lisans Tezi, **Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Isparta (1999)
20. Çakır, A., "Eğridir Gölü ısı kaynaklı ısı pompası tasarımı", Yüksek Lisans Tezi, **Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Isparta (1998)
21. Usta, H., "Isı borulu güneş kolektörü destekli ısı pompası", Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara (1988)
22. Kılıç, H., "Güneş enerjisi destekli ısı pompasının tasarımı, imalatı ve performans deneyleri" Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara (2006)

23. Korun, T., "Direk genleşmeli sistemlerde su kaynaklı ısı pompası cihazları", **TMMOB Makine Mühendisleri Odası IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi**, İzmir, 431-441 (1999)
24. Hepbaşlı, A., Hancıoğlu, E., "Geleceğin Teknolojisi:Yer Kaynaklı Isı Pompaları", **TMMOB Makine Mühendisleri Odası IV. Ulusal Tesisat Mühendisleri Kongresi Ve Sergisi**, İzmir, 445-492 (1999)
25. Doğan, H., "Uygulamalı Havalandırma ve İklimlendirme Tekniği", **Seçkin Yayıncılık San. ve Tic. A.Ş.**, Ankara, 264-300 (2002)
26. Hepbaşlı, A., "Toprak kaynaklı(jeotermal) ısı pompalarının tasarımı, testi ve fizibilitesi", **TMMOB Makine Mühendisleri Odası V. Ulusal Tesisat Mühendisleri Kongresi Ve Sergisi**, İzmir, 521-564 (2001)
27. Doğan, V., "Su-toprak kaynaklı ısı pompaları", **TMMOB Makine Mühendisleri Odası VI. Ulusal Tesisat Mühendisleri Kongresi Ve Sergisi**, İzmir, 1-17 (2003)
28. Doğan, V., "Isı geri kazanım ve deniz suyundan-suya ısı pompası uygulaması", **TMMOB Makine Mühendisleri Odası VII. Ulusal Tesisat Mühendisleri Kongresi Ve Sergisi**, İzmir, 51-61 (2005)
29. Altınışık K., Altıntop N., "Isı pompalarının temel prensipleri ve çeşitli uygulamaları", **Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi**, Kayseri, 1: 136-149 (1985)
30. Şen B., "Su kaynaklı ısı pompası sistemleri ve uygulama esasları", **Tesisat Mühendisliği Dergisi**, 90: 28-32 (2005)
31. Dursun B. ve Arkadaşları, "Soğuk iklim bölgelerinde toprak su kaynaklı ısı pompaları-1" **Termodinamik Dergisi**, 80-94 (2006)
32. Dursun B. ve Arkadaşları, "Soğuk iklim bölgelerinde toprak su kaynaklı ısı pompaları-2" **Termodinamik Dergisi**, 78-94 (2006)

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : AKSU, Bahri
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 22.08.1982 İnegöl
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0 (506) 893 75 37
e-mail : bahriaksu@hotmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Karabük Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Tesisat Öğretmenliği	2005
Lise	100. Yıl Anadolu Meslek Lisesi	2001

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2007	Canbolat Makine San.	Proje Asistanı
2007-2009	Balıkesir Üniversitesi Gönen MYO (Dışarıdan)	Öğretim Görevlisi

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Basketbol, bilgisayar, doğa sporları