

**SUDAN SUYA ISI POMPASININ FARKLI SU
SICAKLIKLARINDAKİ PERFORMANSININ
İNCELENMESİ**

**2015
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

Mustafa KOLUKISA

**SUDAN SUYA ISI POMPASININ FARKLI SU SICAKLIKLARINDAKİ
PERFORMANSININ İNCELENMESİ**

Mustafa KOLUKISA

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

**KARABÜK
Haziran 2015**

Mustafa KOLUKISA tarafından hazırlanan “SUDAN SUYA ISI POMPASININ FARKLI SU SICAKLIKLARINDAKİ PERFORMANSININ İNCELENMESİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Hüseyin KURT

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir. 15/06/2015

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Doç. Dr. Yusuf ÇAY (SAÜ)

Üye : Prof. Dr. Hüseyin KURT (KBÜ)

Üye : Doç. Dr. Kamil ARSLAN (KBÜ)

...../...../2015

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu Tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nevin AYTEMİZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

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

Mustafa KOLUKISA

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

SUDAN SUYA ISI POMPASININ FARKLI SU SICAKLIKLARINDAKİ PERFORMANSININ İNCELENMESİ

Mustafa KOLUKISA

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Prof. Dr. Hüseyin KURT

Haziran 2015, 52 sayfa

Bu çalışmada, deneysel olarak sudan suya ısı pompasının, farklı su sıcaklıklarındaki performansı incelenmiştir. Bu amaç doğrultusunda su kaynaklı bir ısı pompası deney düzeneği kurulmuştur. Sistemde soğutucu akışkan olarak 134a kullanılmıştır. Deneyler, kondenser suyu giriş sıcaklıkları 15.2, 17, 19 ve 22 °C, su debisi ise 100-300 L/h aralığında ve evaporatör kapasitesi sabit olacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Deneylerde ısı pompasının kondenser ve evaporatör sıcaklıkları ve basınçları ölçülerek, ısı pompası ısıtma tesir katsayısı, kompresör gücü ve kondenser kapasitesi hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre; ısıtma tesir katsayısının kondenser giriş suyu sıcaklığı ile ters, su debisi ile doğru orantılı olarak artıp azaldığı, kompresör güç tüketimi ve kondenser kapasitesinin ise, kondenser giriş suyu debisi ile ters, su sıcaklığı ile doğru orantılı olarak artıp azaldığı gözlemlenmiştir.

Anahtar Sözcükler : Isı pompası, sudan suya ısı pompası, ısıtma tesir katsayısı,
kondenser kapasitesi, kompresör güç tüketimi.

Bilim Kodu : 914.1.131

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

PERFORMANCE ANALYSIS OF DIFFERENT WATER TEMPERATURE OF WATER TO WATER HEAT PUMP

Mustafa KOLUKISA

Karabük University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor:

Prof. Dr. Hüseyin KURT

June 2015, 52 pages

In this study, the performance of experimental water to water heat pump was studied in different water temperatures. For this purpose, water source heat pump testing apparatus was established. R134a was used for as refrigerant in system. The tests were realized to condenser water inlet temperature of condenser is in the range of 15.2, 17, 19 ve 22 °C and water discharge was in the range of 100-300 L/h and evaporator capacity was constant. By measured evaporator and condenser temperatures and pressures of heat pump, heating coefficient of performance, compressor power and condenser capacity was calculated. According to the results obtained, it was observed that coefficient of performance is inversely proportional condenser water inlet temperature and directly proportional water discharge, compressor power consumption and condenser capacity is inversely proportional condenser water inlet discharge and directly proportional water temperature.

Keywords : Heat pump, water to water heat pump, coefficient of performance, condenser capacity, compressor power consumption.

Science Code : 914.1.131

TEŞEKKÜR

Bu tez çalıőmasının planlanmasında, araőtırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalıőmamı bilimsel temeller ışığında őekillendiren sayın hocam Prof. Dr. Hüseyin KURT'a,

Her türlü çalıőmalarımda bana yardımcı olan Öğr. Gör. Bahri AKSU'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Sevgili aileme manevi hiçbir yardımı esirgemedен yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiv
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	4
LİTERATÜR TARAMASI.....	4
BÖLÜM 3	8
ISI POMPASI	8
3.1. ISI POMPASININ TANIMI	8
3.2. ISI POMPASININ TERMODİNAMİK AÇIDAN İNCELENMESİ.....	9
3.3. ISI POMPASININ KULLANIM ALANLARI.....	11
3.4. ISI POMPASI ÇEŞİTLERİ.....	11
3.5. ISI POMPASI SİSTEMLERİNİN SEÇİMİ	12
3.5.1. Hava Kaynaklı Sistemler	13
3.5.2. Yüzey Suyu Kaynaklı Sistemler	14
3.5.3. Yer altı Su Kaynaklı Sistemler	15
3.5.4. Toprak Kaynaklı Sistemler	16
3.5.5. Güneş Kaynaklı Sistemler	18
3.5.6. Jeotermal Enerji Kaynaklı Sistemler	18

	<u>Sayfa</u>
3.5.7. Atık Su ve Sıvı Atık Kaynaklı Sistemler	18
3.5.8. Atık Hava Kaynaklı Sistemler	19
3.5.9. Isıtma/Soğutma Yüklerinin Hesaplanması	19
BÖLÜM 4	20
ISI POMPASINDA KULLANILAN ISI KAYNAKLARI	20
4.1. ISI KAYNAKLARI	20
4.1.1. Hava	21
4.1.2. Su	21
4.1.2.1. Yeraltı Suyu	21
4.1.2.2. Yerüstü Suyu	22
4.1.3. Toprak	22
4.1.4. Güneş	23
BÖLÜM 5	24
ISI POMPASI SİSTEMLERİNDE KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKANLAR	24
5.1. SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN ÖZELLİKLERİ	25
BÖLÜM 6	28
SU KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİNİN TASARIMI	28
BÖLÜM 7	30
MATERYAL VE METOT	30
7.1. GİRİŞ	30
7.2. DENEY DÜZENEGİ	30
7.3. DENEY DÜZENEGİNDE KULLANILAN MALZEMELER	31
BÖLÜM 8	37
DENEYLER VE HESAPLAMALAR	37

	<u>Sayfa</u>
8.1. YAPILAN HESAPLAMALAR	37
8.2. $T_5 = 15.2 \text{ }^\circ\text{C}$ İÇİN YAPILAN DENEY VE HESAPLAMALAR	39
8.3. $T_5 = 17 \text{ }^\circ\text{C}$ İÇİN YAPILAN DENEY VE HESAPLAMALAR	39
8.4. $T_5 = 19 \text{ }^\circ\text{C}$ İÇİN YAPILAN DENEY VE HESAPLAMALAR	40
8.5. $T_5 = 22 \text{ }^\circ\text{C}$ İÇİN YAPILAN DENEY VE HESAPLAMALAR	40
BÖLÜM 9	48
SONUÇLAR	48
KAYNAKLAR	50
ÖZGEÇMİŞ	52

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 3.1. Isı pompası prensip şeması.....	8
Şekil 3.2. Soğutma çevrimi ve elemanları.....	10
Şekil 3.3. Isı pompasının T-s diyagramı.....	10
Şekil 5.1. R12 soğutucu akışkanının lnP-h diyagramı.	26
Şekil 5.2. R134a soğutucu akışkanının lnP-h diyagramı.....	27
Şekil 6.1. Su kaynaklı ısı pompasının şematik gösterimi.	28
Şekil 7.1. Su kaynaklı ısı pompası deney düzeneği.	30
Şekil 7.2. Kompresör.....	31
Şekil 7.3. Sulu kondenser.....	32
Şekil 7.4. Otomatik genleşme valfi.	32
Şekil 7.5. Evaporatör.....	33
Şekil 7.6. Kombine basınç anahtarı.....	33
Şekil 7.7. Alçak basınç manometresi.	34
Şekil 7.8. Yüksek basınç manometresi.....	34
Şekil 7.9. Filtre kurutucu.....	35
Şekil 7.10. Rotametre.....	35
Şekil 7.11. Soğutucu akışkan debimetresi.....	36
Şekil 8.1. Farklı su giriş sıcaklıklarında kondenser su debisi ile ITK değişimi.	42
Şekil 8.2. Farklı su giriş sıcaklıklarında kondenser su debisi ile kompresör güç tüketiminin değişimi.....	43
Şekil 8.3. Farklı su giriş sıcaklıklarında kondenser su debisi ile kondenser kapasitesinin değişimi.	44
Şekil 8.4. Farklı kondenser su debilerinde kondenser su giriş sıcaklığı ile ısıtma tesir katsayısının değişimi.	45
Şekil 8.5. Farklı kondenser su debilerinde kondenser su giriş sıcaklığı ile kompresör güç tüketiminin değişimi.....	46
Şekil 8.6. Farklı kondenser su debilerinde kondenser su giriş sıcaklığı ile kondenser kapasitesinin değişimi.....	46

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1. Isı pompalarında kullanılan ısı kaynaklarının sıcaklık aralıkları.	13
Çizelge 7.1. Verilen sıcaklıkların karşılığı.....	36
Çizelge 8.1. Suyun sıcaklığına göre C_p 'nin değişimi.	37
Çizelge 8.2. $T_5 = 15.2$ °C için yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen değerler.....	39
Çizelge 8.3. $T_5 = 17$ °C için yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen değerler .	39
Çizelge 8.4. $T_5 = 19$ °C için yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen değerler .	40
Çizelge 8.5. $T_5 = 22$ °C için yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen değerler .	40
Çizelge 8.6. 15.2 °C, 17 °C, 19 °C, 22 °C kondenser ve buharlaştırıcı giriş sıcaklıkları için 100 , 150 , 200 , 250 , 300 L/h kondenser su debisi değerlerinde ITK , $WKomp$ ve $Qkond$ değerleri.	41

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

- ITK : ısıtma tesir katsayısı
 m_r : akışkanın kütlesi (kg)
h : entalpi
m : metre
 $Q_{evap.}$: buharlaştırıcı kapasitesi (W)
 \dot{m}_{su} : suyun kütleli debisi (kg/s)
 c_p : sabit basınçtaki öz ısı ($\frac{J}{kg^{\circ}C}$)
 ΔT : sıcaklık farkı
T : sıcaklık ($^{\circ}C$)
 ρ_{su} : suyun yoğunluğu ($\frac{kg}{m^3}$)
 $\dot{V}_{kond.}$: kondenser debisi (L/h)
 $\dot{V}_{evap.}$: buharlaştırıcı debisi (L/h)
 $W_{Komp.}$: kompresör gücü (W)
 $Q_{kond.}$: kondenser kapasitesi (W)

KISALTMALAR

- TSE : Türk Standartları Enstitüsü
DIN : Almanya Standardı
IA,SIA : İsviçre Standard

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Günümüzde, enerjinin verimli kullanılması konusunun gün geçtikçe önem kazanması ile enerji arz güvenliği ve sürdürülebilirliğinin sağlanması için geleneksel enerji kaynakları olan fosil yakıtların yerini temiz ve yenilenebilir enerji kaynakları almaya başlamıştır. Dünya enerji talebinin yaklaşık yüzde 80'lik kısmı fosil yakıtlardan karşılanmaktadır. Türkiye'de enerjinin yaklaşık % 30'u, toplam elektrik tüketiminin ise yaklaşık % 40'ı binalarda kullanılmaktadır. Toplam enerji tüketiminin üçte birinden daha fazlası binaların ısıtılması, soğutulması ve aydınlatılması için harcanmaktadır. Hane halkları da toplam enerji tüketiminin % 60'ını ısıtma için harcamaktadır. Türkiye'de binaların yıllık enerji maliyeti 14 milyar doları aşmaktadır. Türkiye'de yaklaşık 18 milyon konut olduğu ve büyük kısmında yalıtımın yetersiz olması sebebiyle konutlarda ısıtma için harcanan enerji miktarı oldukça fazladır [1].

Gerek sanayide, gerekse günlük yaşamda ısıtma ve soğutmanın önemi ve bu amaç ile sarf edilen enerjinin toplam enerji tüketimi içindeki payının yüksekliği, araştırmaların enerji kullanımında verimliliğin artırılmasında ve güneş enerjisinden atık ısıya kadar geniş bir yelpaze içerisinde çeşitli kaynakların değerlendirilmesinde yoğunlaşmasına neden olmuşlar. Enerji talebi ve buna bağlı olarak enerji fiyatlarındaki artış ısı geri kazanım ve ısı pompalarının kullanımını yaygınlaştırmıştır [2].

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. Bunlardan biri olan ısı pompası sistemlerinin önemi her geçen gün artarak karşımıza çıkmaktadır [3].

Su kaynaklı ısı pompaları, ticari yapılardaki mahal iklimlendirme uygulamalarında önemli bir seçenektir. Günümüzde Amerika ve Avrupa ülkelerinin büyük çoğunluğunda uygulanmakta ve pazar payı bulunmaktadır. Su kaynaklı ısı pompası sistemleri; yüzey sulu kaynaklı, yer altı sulu kaynaklı ve atık su ve sıvı atık kaynaklı olmak üzere çeşitli şekillerde uygulanmaktadır.

Su kaynaklı ısı pompalarında kuyu, göl, nehir ve şehir şebekesinden elde edilen su, ısı kaynağı olarak kullanılmaktadır. Elbette ki bu elde edilen suyu kaynak olarak kullanmanın belli avantajları vardır. Su, enerjisini çok iyi depolayan bir kaynaktır.

Yapılan ilk su kaynaklı ısı pompası uygulamalarında enerjinin alındığı ve atıldığı ortam olarak yer altı veya kanal suları kullanılmıştır. Su kaynaktan pompalanmış ve ısı pompalarından geçtikten sonra tekrar kanala deşarj edilmiştir. Su kaynaklı ısı pompaları, enerji geri kazanım sistemleri ile birlikte, 1962'den bu yana bina içerisinde eş zamanlı olarak ısıtma ve soğutma uygulamalarını gerçekleştirmek amacıyla kullanılmakta olup, bu konuda birbirinden farklı birçok çalışma yapılmış ve halen bu konudaki çalışmalar devam etmektedir.

Bu çalışmada, deneysel olarak sudan suya ısı pompasının farklı su sıcaklıklarındaki performansı incelenmiştir. Isı pompasının ısı kaynağı olarak farklı sıcaklıklardaki atık sıcak proses suyunun kullanılması amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda su kaynaklı bir ısı pompası deney düzeneği kurulmuştur. Sistemde soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmıştır. Isı pompasının buharlaştırıcı ve yoğuşurucu sıcaklıkları ve basınçları ölçülerek, ısı pompası ısıtma tesir katsayısı, kompresör gücü

ve kondenser kapasitesi hesaplanmak suretiyle su sıcaklığının ısı pompasının performansına etkisi belirlenmiştir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR TARAMASI

İlk ısı pompalarından biri Avrupa'da 1938 yılında Zürih'te kurulmuştur. Bu ünite de ısı kaynağı olarak nehir suyu, iş yapan akışkan olarak Freon-12 ve bir rotorlu kompresör kullanılmıştır. 1945 yılında ise İngiltere'de soğutucu akışkan olarak SO₂ (kükürt dioksit) kullanan ve kaynak olarak nehir suyundan faydalanan bir ısı pompası sistemi ile büyük bir binanın ısıtılması sağlanmıştır [4].

Aksu, yaptığı çalışmada Balıkesir yöresinde yer-su kaynaklı ısı pompasının performansını deneysel olarak incelemiştir. Balıkesir ili Gönen ilçesi Gönen Meslek Yüksekokulu'ndaki gölete 1.47 kW kondenser kapasitesine sahip bir ısı pompası sisteminin tasarımını ve imalatını yapmıştır. Deneyler süresince farklı hava hızları, farklı su debileri ve farklı mahal havası koşullarında veriler kayıt altına alınarak elde edilen bu verilerin ışığında sistemin performansı incelenmiştir [3].

Doğan, yaptığı çalışmada Antalya'daki bir otelde uygulanan sudan suya ısı geri kazanım ve sudan suya ısı pompası uygulaması ile yazın soğutma için harcanan enerjide %16, yine yazın sıcak su hazırlamak için gerekli enerjide de %75 tasarruf sağlanmıştır. Yine kışın ısı pompası uygulaması ile tüm ısıtma işleminde %34 enerji tasarrufu sağlanabileceğini göstermiştir [5].

Erdoğan ve ark., ısı pompası sistemlerinin seçilmesi, ısı pompası sistem tipinin seçimi, ısıtma/soğutma yüklerinin hesaplanması, dağıtım sistemi sıcaklığının belirlenmesi, ısı pompası işletim sisteminin seçimi konusunda yapmış oldukları çalışmada ısı pompası uygulamasında ısı pompası seçim kriterlerini belirleyen bir çalışma yapmışlardır [6].

Çelebi, yapmış olduğu çalışmada, 2500 yataklı bir öğrenci yurdunun çamaşırhanesindeki atık su ısısını kullanan bir ısı pompası ile kullanma sıcak suyu elde edilmesini sağlayan ısı pompası sistemini tasarlayarak ve uygulamasını yapmıştır. Farklı atık su sıcaklıklarında buharlaştırıcı ve yoğuşturucuya suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu devresindeki suyun debileri ve tüketilen elektrik enerjisi ölçülerek sistemin etkenliği hesaplanmıştır [7].

Back ve ark., bir otel saunasındaki atık su ısısını ısı kaynağı olarak kullanarak bir ısı pompası tasarlamışlar ve analiz etmişlerdir. Isı pompasını otelin sıcak su ihtiyacını karşılamak amacıyla kullanmışlardır. Kış sezonunda hafta sonu hariç otel sıcak su ihtiyacının bu sistemden karşılanabileceğini göstermişlerdir. Isı pompası ısıtma tesir katsayısını 4.8 olarak bulmuşlardır [8].

Güngör ve ark., endüstriyel proseslerde enerji kazanımında ısı pompalarının kullanımını üzerine yapmış oldukları çalışmada ısı pompalarının uygulama tipleri ele alınmıştır. Kapalı çevrim ısı pompası uygulamalarından hava- hava ısı pompası, hava-su ısı pompası, su-su ısı pompası sistemleri incelenmiştir. Isı pompalarının açık çevrim ve yarı açık çevrimlerinin uygulandığı sistemler üzerinde durulmuş, ısı geri kazanımı tasarım kuralları verilmiştir [9].

Danış, 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 yapmıştır. Deney için, bir ısı pompasının dış ünitesi görevini görecek bir serpantini gölete daldırıp, içinden ısıtıcı akışkan (su) dolaştırmak suretiyle dolaşan suyun giriş-çıkış sıcaklıklarını, debisini, göletten çekilen ısı miktarını tespit etmiştir. Bu verilerle yıllık, aylık, günlük ve saatlik göletten çekilebilecek ısı miktarını, göletin ısı kapasitesi ile yakın köyde kış mevsiminde bu göletle kaç konutun ısıtılabilceğini, bunu yapmakla gölet suyu sıcaklığında ne gibi değişiklikler olabileceği (ekolojik etki) ve sistemin rantabl olup olmadığını belirlemiştir [10].

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 deneyimlerini açıklamıştır [11]. Isı pompası tasarımı, işletme

akışı ve iyileştirilmelerini irdelemiştir. Ayrıca, yeraltı su kimyası, iyi kuyu tasarımı ile kontrol, ısı pompası kapasite kontrolü ve devreye almanın önemli hususlar olduğunu belirtmiştir [3].

Habalı, ısı pompalarının uygulama yerleri işletme ve konstrüksiyonları, ısı pompası sistemleri ile denenmekte olan yeni tipler ve entegrasyonları ve soğutucu akışkanlar üzerinde yapılan teorik/deneysel çalışmalarla, gelişmeler sistematik bir şekilde değerlendirmiştir [12]. Isı pompası performansına etki eden faktörlerden, dış akışkan debisinin etkisini araştırmak üzere, sudan-havaya, havadan-suya, havadan-havaya ve sudan-suya çalışan buhar sıkıştırmalı ısı pompasının performans katsayısının (COP) nasıl değiştiğini araştırmak üzere bir deneysel çalışma yapmış ve deneysel çalışmadan elde ettiği sonuçları teori ile kıyaslamıştır [3].

Seçilmiş ve ark., Adıyaman Atatürk Baraj Gölü bağlantılı su kaynaklı ısı pompalı ısıtma-soğutma sistemi tasarımı yapmıştır [13]. Isı pompası devresinde soğutucu akışkan olarak R134a 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 (R134a ve su) sistemin ısıtma ve soğutma tesir katsayıları hesaplanarak; bunları etkileyen faktörler incelenmiştir [3].

Kara ve Yüksel, düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynakların ısı pompası yardımıyla bina ısıtılmasına kullanılmasına yönelik bir çalışma yapmışlardır [14]. Bu çalışmada Erzurum yöresinde bulunan jeotermal kuyulardan çıkan 30-35 °C sıcaklıktaki su, ısı pompası enerji kaynağı olarak düşünülmüştür. Bu amaç doğrultusunda düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynakların bina ısıtılmasında değerlendirilmesi amacıyla su-su tipi bir jeotermal ısı pompası sistemi tasarlanmış ve sistemin bir bilgisayar modeli geliştirilmiştir. Sistemde; 35 °C sıcaklıkta jeotermal kaynak kullanılarak doğrudan ısıtma amacıyla 45 °C sıcaklıkta su üretilmiştir. Sonuçta; R-22 gazı ile çalışan jeotermal ısı pompası sisteminin toplam ısıtma tesir katsayısı 2.8 olarak belirlenmiş ve geliştirilen bilgisayar programı yardımıyla 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 edileceği sonucuna varılmıştır. Yapılan değerlendirme sonucunda; çevre dostu olması nedeniyle, son yıllarda kullanımı yaygınlaşan R-134a gazının kullanılmasının daha iyi bir netice vereceği ifade edilmiştir [3].

Çakır, Eğridir Gölü suyunu ısı kaynağı olarak kullanan bir ısı pompası tasarımı yapmıştır [15]. Bu amaç doğrultusunda, Eğridir Gölü'nün 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 mahalın 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 [3].

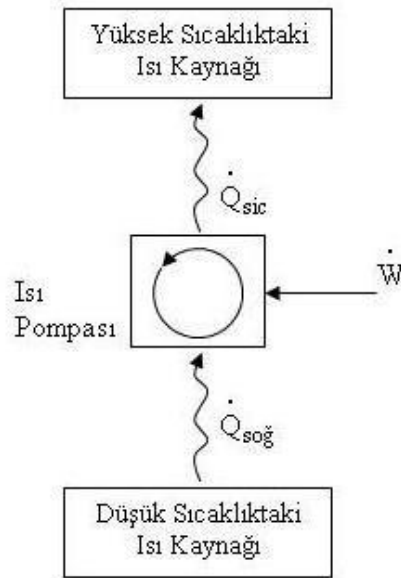
Zheng vd.(2014), yaptığı çalışmalarında deniz suyu kaynaklı ısı pompası sisteminin, hava kaynaklı ısı pompası sisteminden daha iyi bir seçenek olduğunu göstermiştir. Çevre sıcaklığı düşük olduğunda, havayla temas eden ısı değiştiricisinin yüzeyinde donma oluşumundan dolayı hava kaynaklı ısı pompası sisteminin daha düşük verimde olduğunu göstermiştir [18].

BÖLÜM 3

ISI POMPASI

3.1. ISI POMPASININ TANIMI

Isı pompası, ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama taşımaktan alır. Isı doğal olarak yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğru akar. Yüksek sıcaklıktan aldığı ısıyı düşük sıcaklıktaki ortama veren ve bu işlemi yaparken dışarıya iş veren makinelere ısı makinesi denir. Isı pompaları, ısı makinelerinin tersi bir prensiple çalışır. Isı pompası, aldığı ısıyı düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama aktarabilen, elektrikle beslenen ve sisteme verilen iş sayesinde düşük sıcaklıktaki toprak, hava, su gibi herhangi bir ısı kaynağından alınan ısıdan daha yüksek sıcaklıkta ısı elde etmek için kullanılan makinelerdir. Şekil 3.1.'de ısı pompasının prensip şeması şematik olarak gösterilmiştir.

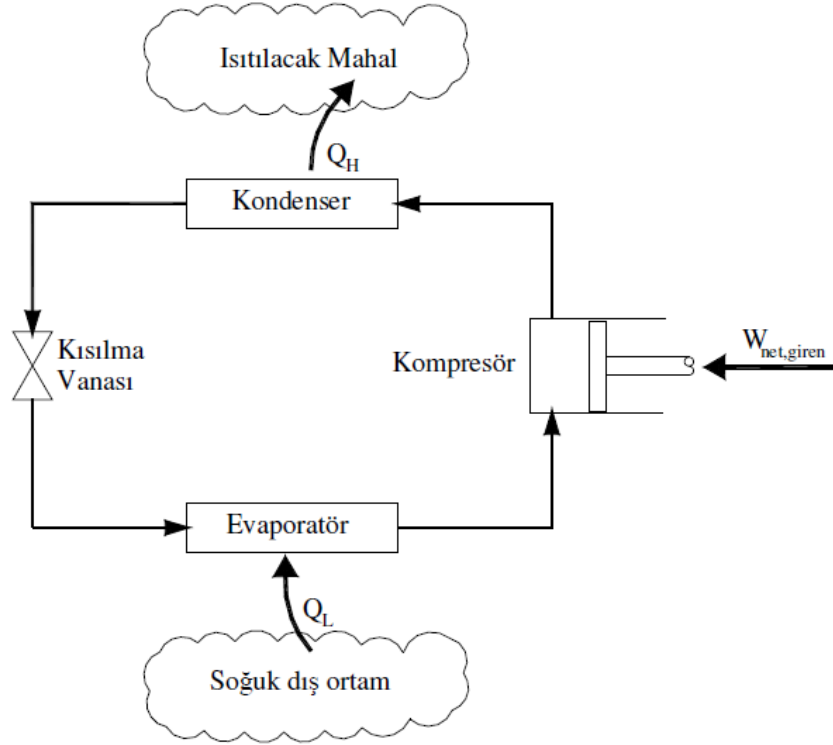


Şekil 3.1. Isı pompası prensip şeması.

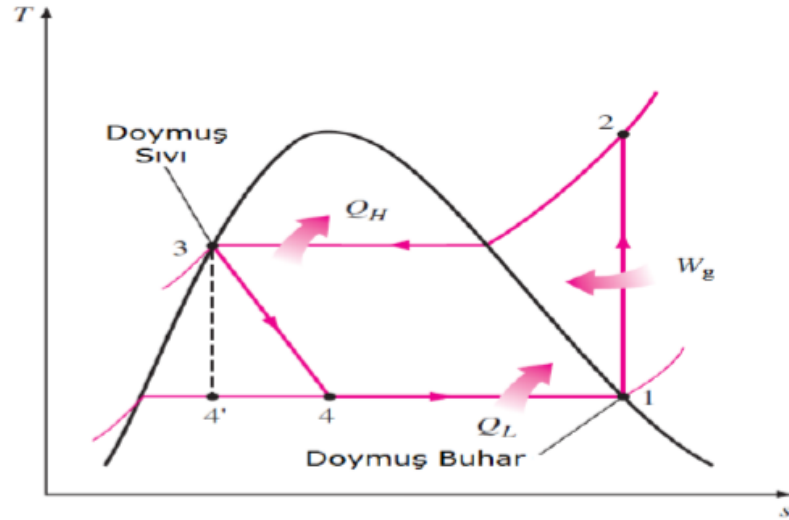
3.2. ISI POMPASININ TERMODİNAMİK AÇIDAN İNCELENMESİ

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 kompresör işinin karşılığı olan ısıyı, soğuk kaynağın ısısına ilave ederek, yoğuşturucu vasıtası ile ısıtılacak ortama terk eder [3].

Soğutucu akışkan kompresöre buhar olarak girer ve burada kondenser basıncına kadar sıkıştırılır. Kompresör çıkışında kızgın buhar halinde olan akışkan çevre ortama ısı vererek soğur ve yoğuşur. Akışkan kondenserden sonra kılcal borulara girer ve kısılma etkisiyle basıncı ve sıcaklığı büyük ölçüde azalır. Soğutucu akışkan daha sonra evaporatörde soğutulan ortamdan ısı alarak buharlaşır. Çevrim, buharlaştırıcıdan çıkan akışkanın kompresöre girmesi ile tamamlanır. Bir ısı pompasının genel çizimi Şekil 3.2.'de gösterilmiştir. Burada Q_L , T_L sıcaklığında ısı kaynağından alınan ısıyı göstermektedir. Q_H ise T_H sıcaklığında ısıtılan ortama verilecek ısıyı temsil etmektedir. W_{net} ise, ısı pompasının kompresörüne verilen net iştir [10].



Şekil 3.2. Isı pompası çevrimi ve elemanları [10].



Şekil 3.3. Isı pompasının T-s diyagramı.

Isı pompasının performansı ısıtma tesir katsayısı (ITK) ile ifade edilir.

$$ITK = \frac{\text{Elde edilmek istenen değer}}{\text{Harcanması 1 gereken değer}} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{Q_H}{W_{net,giren}} = \frac{m_r \cdot (h_2 - h_3)}{m_r \cdot (h_2 - h_1)} \quad (3.1)$$

3.3. ISI POMPASININ KULLANIM ALANLARI

Isı pompaları oldukça geniş bir alanda kullanılmaktadır. Bu alanları evsel ısı pompası uygulamaları ve endüstriyel ısı pompası uygulamaları olarak 2 ana başlık altında toplamak mümkündür.

Konutlarda enerji tüketimi önem sırasına göre mahal ısıtma, mutfak ve banyodaki sıcak su ihtiyacı, gıdaların soğutma ve dondurulması, aydınlatma ve elektrikli cihazlar gelmektedir. Konutların veya binaların ısıtılmasında ısı pompaları kullanılabilir. Bir ısı pompasının konutlarda kullanabilmesi için de kapasitesinin yeterli olması gerekir.

Endüstriyel ısı pompaları olarak soğutmada ısı geri kazanım sistemleri, kurutma, buharlaştırma ve kaynatma prosesleri, balık üretimi, süt endüstrisi ve hayvancılık, seralar örnek verilebilir.

3.4. ISI POMPASI ÇEŞİTLERİ

Isının, soğuk ısı kaynağından sıcak ısı kaynağına aktarılması çeşitli şekillerde gerçekleştirilebilir. Isının aktarılma şekline göre ısı pompası tipleri aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir [4].

1. Buhar sıkıştırımlı ısı pompası
2. Absorbsiyonlu ısı pompası
3. Gaz çevrimli ısı pompası
4. Jet buhar püskürtmeli ısı pompası
5. Stirling çevrimli ısı pompası
6. Adsorbsiyonlu ısı pompası
7. Resorbsiyonlu ısı pompası
8. Rankine/buhar sıkıştırımlı ısı pompası
9. Termoelektrik ısı pompası

3.5. ISI POMPASI SİSTEMLERİNİN SEÇİMİ

Bir ısı pompasının teknik ve ekonomik performansı kullanılan ısı kaynağının nitelikleriyle yakından ilgilidir. Bu nedenle bir yapı için ısı pompası sistem tipinin seçimi büyük ölçüde kullanılacak ısı kaynağının ve ısı çukurunun türüne bağlıdır. Sistem tipinin seçiminde yerleşim yerinin konumu, çevre havası sıcaklığındaki değişiklik, toprak koşulları, yeraltı veya yerüstü sularının bulunabilirliği, mimari yapı, gürültü, yer darlığı ve ekonomik kısıtlamalar gibi pek çok faktör rol oynamaktadır. Bu faktörler göz önünde bulundurularak sistem için ısı kaynağı/ısı çukuru seçimi yapılır. Söz konusu faktörler büyük ölçüde yer ve konuma bağlı olduğundan, en uygun sistem tipine karar verilmesinde yerleşim alanının değerlendirilmesi ilk adım olacaktır [16].

Isı pompalarında kullanılan ısı kaynakları şunlardır:

1. Dış hava (çevre havası)
2. Yeraltı suyu (kuyu suyu),
3. Nehir suyu,
4. Göl suyu,
5. Deniz suyu,
6. Toprak,
7. Güneş,
8. Jeotermal enerji,
9. Atık su ve sıvı atıklar
10. Atık hava.

Dış hava, toprak, yer altı suyu ve atık hava küçük ısı pompası sistemleri için, göl/nehir/deniz suları, jeotermal enerji ve atık sular ise büyük ısı pompası sistemleri için elverişli kaynaklardır [6]. Çizelge 3.1'de ısı pompalarında kullanılan ısı kaynaklarının sıcaklık aralıkları gösterilmiştir.

Çizelge 3.1. Isı pompalarında kullanılan ısı kaynaklarının sıcaklık aralıkları.

Isı Kaynağı	Sıcaklık Aralığı(°C)
Dış Hava	(-10)-15
Atık Hava	15-25
Yeraltı Suyu	4-10
Göl Suyu	0-10
Nehir Suyu	0-10
Deniz Suyu	3-8
Kayaçlar	0-5
Toprak	0-10
Atık Su ve Sıvı Atıklar	>10

Yapılarda kullanılacak ısı pompaları için ideal ısı kaynakları şu özelliklere sahip olmalıdır:

1. Isıtma mevsimi boyunca yüksek ve kararlı sıcaklığa sahip olmalı,
2. Bol ve kolay bulunabilir olmalı,
3. Aşındırıcı (korozif) ve kirletici etkisi olmamalı,
4. Uygun termofiziksel özelliklere sahip olmalı,
5. Düşük yatırım ve işletme maliyetlerine sahip olmalıdır.

Aşağıdaki alt başlıklarda her bir sistemin avantajları ve zorlukları açıklanmıştır.

3.5.1. Hava Kaynaklı Sistemler

Hava her yerde bulunabildiği, ısı pompalarında kullanımı kolay ve ekonomik olduğu için en çok kullanılan ısı kaynağıdır. Ancak ısı kaynağı olarak havanın en büyük dezavantajı kararlı bir sıcaklığa sahip olmaması ve hava sıcaklığının kış aylarında özellikle karasal iklimlerde çok düşmesidir. Hatta hava sıcaklığı gün içinde bile değişkenlik gösterebilmektedir. Dış hava sıcaklığının düşmesi ısı pompasının kapasite ve performansını düşürmektedir. Çünkü ısı pompalarında ısı kaynağı ile ısı çukuru arasındaki sıcaklık farkı arttıkça, ısı pompasının performansı azalır. Bu nedenlerle hava kaynaklı ısı pompalarının karasal iklimlerde kullanımı yaygın değildir. Ayrıca hava kaynaklı ısı pompalarında 0 °C ve daha düşük sıcaklıklarda

buharlaştırıcı serpantini üzerinde buzlanma olmaktadır. Eğer buz birikimi engellenmezse oluşan buz ısı transferini azaltarak ısı pompasının performansını düşürecektir. Oluşan buzı çözmek için ısı pompası ters yönde çalıştırılarak defrost yapılır. Ancak enerji veriminden dolayı bu çevrimlerin olabildiğince kısa ve seyrek yapılması gerekir. Defrost sıklığı arttıkça enerji tüketimi de artacağından ısı pompasının performans katsayısı düşecektir. Hava kaynaklı ısı pompalarının kurulum maliyeti toprak kaynaklı ısı pompalarından daha düşüktür. Ayrıca hava kaynaklı ısı pompaları, ısı pompası üniteleri arasında ısının geri kazanımına imkân vermezler.

3.5.2. Yüzey Suyu Kaynaklı Sistemler

Yüzey suyu kaynaklı sistemler deniz, göl, gölet vb. büyük su kütlelerini ısı kaynağı olarak kullanırlar. Deniz ve göl suyu sıcaklıkları mevsimlere göre değişmesine rağmen hava ve toprağa kıyasla fazla bir değişiklik göstermez. Bazen drenaj amacıyla veya estetik açısından bir bölgeye, göl veya göletler eklenir. Bunlar ısı pompası sistemleri için olası ısı kaynakları ve çukurları olarak görülmelidir. Nehir ve göl suyu kaynaklı ısı pompalarında su derinliğinin 2 m'den az olmaması ve yüzey alanının, kurulu ısı pompası kapasitesinin her bir kW'ı için en az 80 m² olması gerekmektedir. Bu ısı kaynaklarının en büyük dezavantajı kışın sıcaklıklarının yaklaşık 0 °C'ye kadar düşmesidir. Nehir ve göl suyu, ısı pompalarında tıpkı yeraltı sularında olduğu gibi açık ve kapalı devre olarak kullanılmaktadır. Açık devre sistemlerde buharlaştırıcının ve sistem elemanlarının donma ve kirlenme riski olup, sistem tasarımında bunlara dikkat edilmelidir. Kapalı devre sistemlerde bu problemlerin önüne geçilmektedir. Nehir ve göl suyu kaynaklı ısı pompası sistemlerinin ilk yatırım maliyeti toprak kaynaklı ısı pompalarından daha düşüktür. Ancak bunların kullanımı ve tahliyesi, yerel yönetimlerin yaptıkları düzenlemelere bağlı olup, çeşitli kısıtlamalar veya yasaklar söz konusu olabilmektedir. Nehir ve göl sularının kullanımı durumunda ısıtma ihtiyacının karşılanması için ikinci bir ısıtıcıya da gerek duyulmaktadır.

Deniz suyu belli şartlar altında mükemmel bir ısı kaynağı olup, genellikle orta ve büyük ölçekli ısı pompası uygulamalarında kullanılır. 25-50 m derinlikte deniz suyu

sıcaklığı 5-8 °C arasında sabittir ve buzlanma gibi bir sorun yoktur. Çünkü deniz suyunun donma sıcaklığı -1 °C ile -2 °C arasındadır. Deniz suyunun kullanımında açık ve kapalı devre sistemler uygulanabilmektedir. Kapalı devre sistemler ise boruların içerisinden soğutucu akışkanın dolaşarak ısı alışverişi yaptığı doğrudan buharlaşmalı (DX) sistem şeklinde uygulanabileceği gibi, borularda suyun ya da salamuranın dolaştırıldığı ara akışkanlı sistem şeklinde de uygulanabilir. Sistem tasarımında, korozyona dayanıklı ısı değiştiriciler ve pompalar kullanılmalı, deniz suyunun temas ettiği boru hattı ve elemanlarda organik kirlenme en aza indirilmelidir.

3.5.3. Yer Altı Su Kaynaklı Sistemler

Yeraltı suyu yeterli miktarda ve kalitede olması, ayrıca uygun derinlikte bulunması durumunda ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Yer altı sularını ısı kaynağı olarak oldukça çekici kılan, 10 metre ve daha fazla derinliklerde yeraltı suyunun sıcaklığının yüksek ve neredeyse sabit oluşudur. Yeraltı suları pek çok bölgede 4-10 °C arasında kararlı sıcaklığa sahiptir. Suyun sıcaklığı; çıkarıldığı derinliğe, iklime ve bölgenin jeolojik yapısına bağlıdır. Bu ısı kaynağından yararlanmak için açık veya kapalı sistemler kullanılmaktadır. Açık sistemlerde yer altı suyu ısı pompasına pompalanır, ısı alınır ve daha sonra ayrı bir kuyuya veya yüzey suyuna geri gönderilir. Kapalı sistemler ise direkt genişlemeli tip (soğutkan yer altı ısı değiştiricide buharlaşmaktadır) veya salamura çevrimli tip olabilir [6].

Yeraltı suyu sıcaklığı mevsimden mevsime çok az değiştiğinden yeraltı suyu sistemleri özellikle hava sıcaklığının yaz ile kış arasında büyük değişim gösterdiği karasal iklimler için cazip bir ısı kaynağı ve ısı çukuru olarak göze çarpmaktadır. Yıl boyunca belirli bir mahaldeki yeraltı suyu sıcaklığı yaklaşık olarak oradaki ortalama yıllık hava sıcaklığına eşittir. Aşırı derinliğe sahip kuyulardaki yeraltı suyu sıcaklığı ortalama yıllık çevre sıcaklığından daha yüksektir. Yeraltı suyunun başlıca dezavantajları ise suyun bulunabilirliği, miktarının yeterliliği, ilk yatırım maliyetinin yüksek oluşu, kalitesi düşük olan suların yol açtığı sorunlar, yerel yönetmeliklerden kaynaklanabilecek kısıtlamalar ve çevre kirliliği oluşturma ihtimalidir. Daha önceden

açılmış bir su kuyusunun mevcut olması durumunda, sistemin ilk yatırım maliyeti oldukça düşürülebilir.

Alternatif bir tasarım ise derin kuyu sistemleridir. Bu sistemlerde su kuyunun dibinden çekilir ve kuyunun üst tarafından tekrar kuyuya geri gönderilir. Böylece çekildiği kuyudan aşağıya inerken su ısınır veya soğur. Yöntem, uygun ve etkin bir ısı transferi sağlamaktadır. 6 inç çapına ve 450 m derinliğine kadar derin kuyu sistemleri bulunmaktadır. Bu sistemlerde su, direkt olarak ısı pompasında kullanıldığından korozif ve tortulu olmamalı ve ayrıca bol miktarda olmalıdır. Kuyu, suyun çok derinde olduğu bir bölgede açılacak ise pompalama maliyeti çok yüksek olacaktır.

Yer altı su kaynaklı sistemlerde kapalı devre kullanılması iyi bir tasarım uygulamasıdır. Bu sayede:

1. Tortu ve çamur oluşumu azaltılır ve temizlik kolaylaşır.
2. Bina devresinde bulunan ısı pompaları arasında dâhili ısı geri kazanımı oluşmasına imkân sağlanır.
3. Pompa boyunca statik basınç farkı düşürülerek devrede bulunan pompanın enerji ihtiyacı azaltılır. Korozyonu azaltmak için ısı değiştiricisinin paslanmaz çelikten imal edilmiş olması gerekmektedir [6].

3.5.4. Toprak Kaynaklı Sistemler

Yer altı suyu sistemlerinden farklı olarak toprak kaynaklı sistemler doğrudan yeraltı suyu kullanmazlar; bunun yerine toprak altına gömülü bir ısı değiştirici vasıtasıyla toprağın ısısını alırlar. Yıl boyunca güneşin yeryüzüne sağladığı ve toprağın depoladığı enerji, ısı kaynağı olarak kullanılır. Güneş, yaz mevsiminde öğle vakitlerinde $1000 \frac{W}{m^2}$ toprak alanı enerji, kış mevsiminde ise $50-200 \frac{W}{m^2}$ toprak alanı enerji göndermektedir. Topraktan yeryüzünün üstüne akan ısı akısı ise sadece $0.042-0.063 \frac{W}{m^2}$ toprak alanı değerindedir. Bu ise pratikte ihmal edilebilir. Bundan dolayı toprağın yıl içerisindeki sıcaklık değerleri dengeli ve yüksektir. Toprağın 1-2 m

altındaki sıcaklık değerleri çok az değişmekte olup, yıl boyunca en düşük sıcaklık 0 °C'nin altına inmemektedir. Bu durum toprağın, kışın en soğuk günlerinde bile optimal işletme için gerekli olan sıcaklık değerlerine sahip olduğunu gösterir. Aynı zamanda yer altı ve yüzey suyuna kıyasla yararlanma imkânının çok daha fazla oluşu toprağı ısı pompaları için önemli bir ısı kaynağı/çukuru durumuna getirmiştir. Toprak sıcaklığının hava sıcaklığına kıyasla yıl içinde fazla değişmemesi ve kışın uygun sıcaklık seviyesinde olması toprak kaynaklı sistemlerin özellikle karasal iklimlerde kullanımına imkân sağlamaktadır. Toprak kaynaklı sistemler evlerde ve ticari/kurumsal binalarda kullanılmakta olup yeraltı suyu kaynaklı sistemlere benzer avantajlar sunmaktadırlar. Mevcut toprak alanı, toprağın bileşimi, yoğunluğu, içerdiği nem miktarı, boruların toprağa gömülme derinliği gibi faktörler toprak kaynaklı ısı pompalarında ısı değiştiricisinin seçiminde ve boyutlandırmasında önemli rol oynar. Toprak kaynaklı ısı pompalarının dezavantajları ise şunlardır: İlk yatırım maliyetinin yüksek olması, boş toprak alanına duyulan büyük ihtiyaç, toprak özelliklerindeki yerel ve zamansal değişimler, boruların yerleştirilmesindeki güçlükler, onarımının zor ve masraflı olması. Toprak kaynaklı ısı pompaları boş toprak alanına duyulan ihtiyaçtan ve ilk yatırım maliyetinin yüksek oluşundan dolayı müstakil yapılarda, özellikle villa tipi evlerde ve çeşitli ticari/kurumsal binalarda kullanılmaktadır. Toprak ısı değiştirici dikey ya da yatay bir tasarıma sahip olabilir. Dikey konfigürasyon 50-100 m derinliğindeki dikey sondaj delikleri matrisinden oluşur.

Bunların içerisine U boruları veya bazı durumlarda ise eş merkezli borular yerleştirilir. Her bir sondaj deliğinden gelen borular kollektörler ve çıkışlarla birbirine bağlanarak sondaj alanı olarak adlandırılan büyük bir toprak ısı değiştiricisini oluştururlar. Yatay toprak ısı değiştiricisi, içerisine boru devrelerinin yerleştirildiği hendekleri kullanır. Bu hendekler daha sonra doldurulur. Isı değiştiriciyi diğer yapı işlevlerine dâhil etmek masrafları azaltabilir. Bunun örnekleri dikey sondaj alanının binanın temel kazıklarıyla birleştirilmesi veya sondaj alanının bir okulun futbol sahasının altına yerleştirilmesi olabilir.

3.5.5. Güneş Kaynaklı Sistemler

Güneş enerjisi, güneşten gelen ve dünya atmosferinin dışında şiddeti sabit ve $1370 \frac{W}{m^2}$, yeryüzünde ise $0-1100 \frac{W}{m^2}$ değerleri arasında olan yenilenebilir enerjidir. Isı pompalarında güneş enerjisi tek başına kullanılabilmesi gibi daha çok diğer ısı kaynaklarının yanında destek olarak kullanılmaktadır. Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompaları güneş enerjisinden doğrudan ve dolaylı olmak üzere iki şekilde yararlanılmaktadır. Güneş enerjisini doğrudan kullanan sistemlerde kolektör, buharlaştırıcı görevi yapmakta ve soğutucu akışkan güneş enerjisi ile doğrudan buharlaştırılmaktadır. Dolaylı sistemlerde ise kolektör içerisinden geçirilen su veya hava ısı taşıyıcı olarak kullanılmakta ve buharlaştırıcıda ısınıp soğutucu akışkana vermektedir. Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompalarının en büyük avantajı buharlaştırıcıda daha yüksek sıcaklık, dolayısıyla daha yüksek ısıtma tesir katsayısı elde edilmesidir. Ancak dış hava sıcaklığının düşük olduğu, yani ısınma ihtiyacının fazla olduğu günlerde güneş enerjisi de az olduğundan ek ısıtma sistemine gerek duyulur. Bu durum ise zaten yüksek olan maliyetin artmasına neden olur.

3.5.6. Jeotermal Enerji Kaynaklı Sistemler

Jeotermal enerjiden ısı pompalarında iki şekilde yararlanılabilir. Birincisi yeraltından yüzeye ulaşmış düşük sıcaklıktaki kaynak suları ısı pompalarında ısı taşıyıcı akışkan olarak kullanılabilir.

3.5.7. Atık Su ve Sıvı Atık Kaynaklı Sistemler

Atık sular, arıtılmış veya arıtılmamış kanalizasyon suları, endüstriyel sıvı atıklar, endüstriyel proseslerin/motorların/kompresörlerin soğutma suları ve soğutma makinalarının yoğuşturucu suyu bu ısı kaynaklarının tipik örnekleridir. Bu ısı kaynaklarının en büyük avantajı nispeten yüksek ve sabit sıcaklıklara sahip olmaları, en büyük dezavantajları ise miktarlarındaki değişkenliktir. Bu yüzden ısı pompalarının düzenli çalışmasını temin etmek amacıyla depolama tanklarına gereksinim duyulabilmektedir. Atık su ve sıvı atıkların gerek miktarlarındaki

düzensiz değişimler ve gerekse uzaklık nedeniyle evlerde ve ticari/kurumsal binalarda ısı kaynağı olarak kullanımları genellikle sınırlıdır. Ancak atık sular ve sıvı atıklar endüstriyel işlemlerde enerji tasarrufu sağlayan endüstriyel ısı pompaları için ideal ısı kaynaklarıdır.

3.5.8. Atık Hava Kaynaklı Sistemler

Evlerde ve küçük işyerlerinde kullanılabilen ortak ısı kaynağıdır. Atık hava ile çalışan ısı pompaları, kullanılmış havanın ısınısını geri kazanmak suretiyle iç ortamın havasını ısıtır veya sıcak su elde ederler. Ortam havasını ısıtmak için kullanılan atık hava kaynaklı ısı pompaları, iç ortamın ılık havasını ısı kaynağı olarak kullanarak soğutucu akışkan vasıtasıyla havalandırma sisteminden gelen taze havayı ısıtır ve bu havayı iç ortama vererek ısıtma yapabilirler. Ancak bu sistemin uygulanabilmesi için binada havalandırma sisteminin mevcut olması şarttır. Sıcak su elde etmek amacıyla kullanılan atık hava kaynaklı ısı pompalarında ise ortam havasının ısısı, ısı pompası içerisinde sirkülasyon yapan akışkana verilmekte ve akışkan buharlaştırılıp ısısı suya verilerek suyun ısıtılması sağlanmaktadır.

3.5.9. Isıtma/Soğutma Yüklerinin Hesaplanması

Uygun bir ısı pompası cihazının seçiminde, yapının ısıtma/soğutma yük hesabının yapılması başlangıç noktasıdır. Isı pompasının kapasitesinin belirlenmesi için ısıtma/soğutma yük hesabı yapılmalıdır. Isıtma ve soğutma yüklerinin hesaplanması, çeşitli ülkelerde geçerli normlar doğrultusunda (Türkiye' de TSE 825, Almanya' da DIN 4701, İsviçre'de IA 380-1, SIA 384-2) yapılır [6].

BÖLÜM 4

ISI POMPASINDA KULLANILAN ISI KAYNAKLARI

4.1. 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 kullanılmayacak bir sıcaklıkta olması gerekir aksi takdirde ısı pompasına ihtiyaç ortadan kalkar.

Isı kaynağını seçerken aşağıdaki faktörler göz önünde bulundurulur:

1. Coğrafi konum
2. İklim şartları
3. İlk yatırım maliyeti
4. Uygunluk

Yukarıdaki unsurlara ilave olarak ısı kaynağının kararlılığı da önemli bir faktördür.

Isı pompalarında dört ana ısı kaynağından yararlanılır:

1. Hava
2. Su
3. Toprak
4. 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.

4.1.1. Hava

Hava, ısı pompaları için evrensel bir kaynaktır ve çok ekonomiktir. En büyük avantajı her yerde bulunuyor olması, kullanılan ekipmanların düşük maliyet ve tesis gerektirmesidir. 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. Sıfır 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 [17].

4.1.2. Su

Genellikle yer altı ve yerüstü suları olmak üzere ikiye ayrılır [17].

4.1.2.1. 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 kaynağına 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 [17].

4.1.2.2. 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 düşmez. 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 [17].

4.1.3. 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.

Toprak, sıcaklık sabiti, sıcaklık durumu, yerel ve zamansal varlığı ve de depolama imkânı 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 değiştiricileri), yatay ve dikey olmak üzere iki şekilde yerleştirilir. Toprağın bileşimi, yoğunluğu, içerdiği nem miktarı ve gömme derinliği, toprak ısı değiştirici seçimini ve boyutlandırılmasını etkiler.

Toprak özelliklerinin zamana bağılı olarak değişmesi projelendirmede güçlük yaratan sebeplerden birisidir. Aynı şekilde ısı pompası çalıştırıldığı andan itibaren toprağın özelliklerini değiştirir. Örneğin; ısı pompası ile ısıtma yapıldığı takdirde, toprak ısı değiştiricisine yakın yerlerde toprak sıcaklığı düşer. Dolayısıyla bu bölgede nem miktarı ve toprak özellikleri değişir. 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 toprağa yeteri kadar ısı girişi olmazsa; kış aylarında topraktan sürekli çekilen ısı nedeniyle, toprağın donması tehlikesi de mevcuttur [17].

4.1.4. Güneş

Güneş yeryüzüne sürekli olarak dev enerji miktarları ışıır. Bu enerjiden alışlagelmiş güneş kolektörleri ile % 50 yararlanılabilir. Güneş enerjisinden tek başına veya diğer kaynaklarla 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 ısının depolanmasına ihtiyaç vardır ki bu da, zaten pahalı olan sistemin maliyetinin artmasına neden olur [17].

BÖLÜM 5

ISI POMPASI SİSTEMLERİNDE KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Bir soğutma çevriminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama aktarılmasında ara madde olarak soğutucu akışkanlardan yararlanır. Bu akışkanlar, ısı alışverişini sıvı halden buhar haline veya buhar halden sıvı haline dönüştürerek sağlayabilir. Soğutucu akışkanlar, buharlaşma ve yoğuşma faz değişim işlemleri yardımıyla, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çektikleri ısıyı, yüksek sıcaklıktaki ortama atarlar. Soğutucu akışkan seçiminde, bu akışkanlardan istenen termodinamik özelliklerin gerçekleşmesi de sağlanmalıdır. Bir soğutma sisteminde, buharlaştırıcı basıncının mümkün olduğu kadar yüksek, yoğuşurucu basıncının mümkün olduğu kadar düşük olması arzu edilir. Buharlaştırıcı basıncının yüksek olması, buhar yoğunluğunu arttırdığından, verilen bir kompresör için daha büyük sistem kapasitesine ulaşılabilir. Bununla beraber, yoğuşurucu basıncının düşük tutulması, özellikle kritik basınca yakın olması durumlarında, soğutma sisteminin verimi azalır [4].

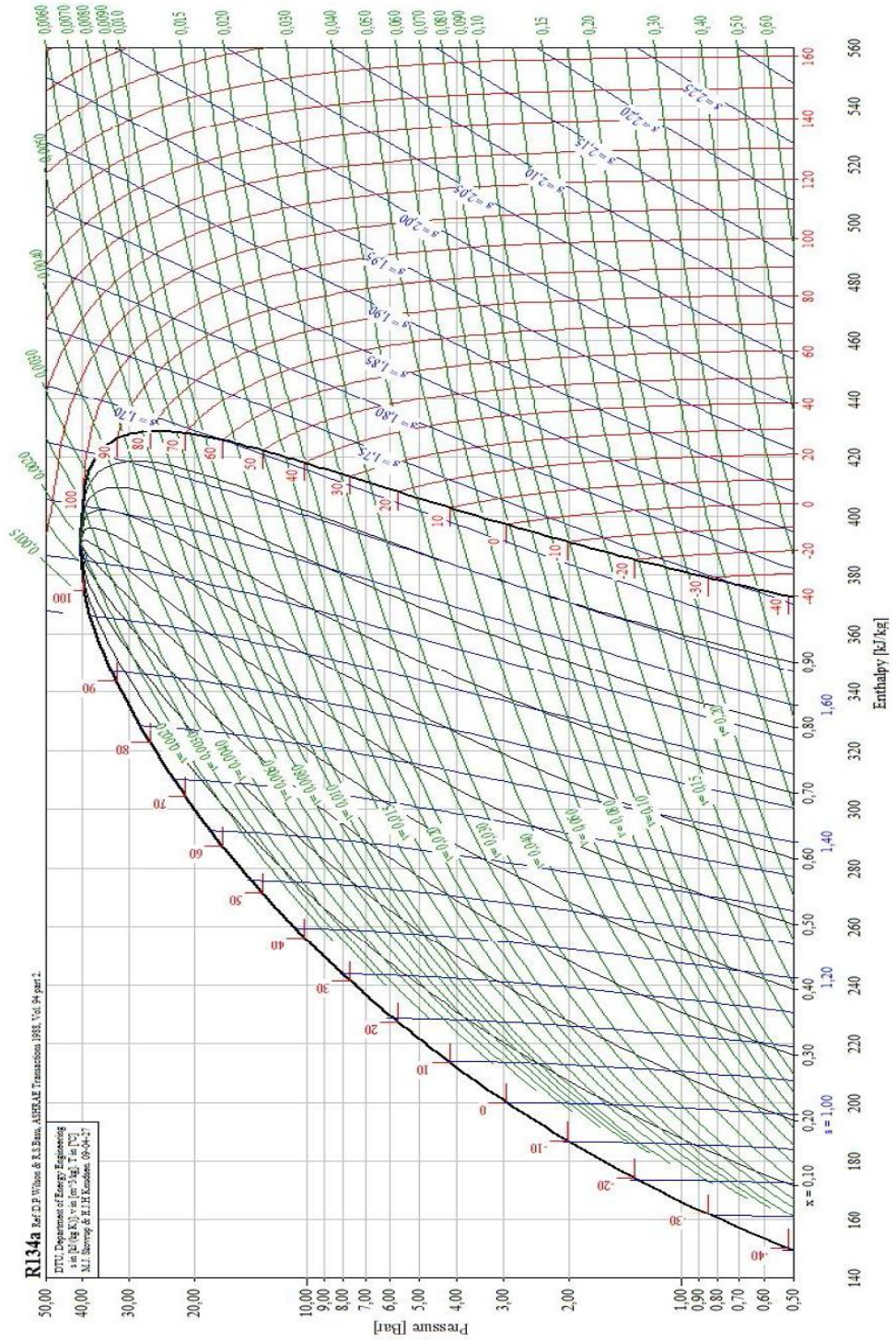
Soğutucu akışkanların gizli buharlaşma ısıları, önemli bir özelliktir. Moleküler açıdan, benzer kaynama noktalarına sahip akışkanların gizli buharlaşma ısıları hemen hemen birbirinin aynıdır. Kompresörler gaz hacmine göre çalıştıktlarından, benzer kaynama noktalarına sahip soğutucu akışkanlar, verilen bir kompresör için benzer kapasitelere sahiptir. Kütleli açıdan bakıldığında ise, soğutucu akışkanların gizli ısılarının çok geniş aralıkta değiştiği görülür. Teorik buhar sıkıştırımalı bir çevrimin maksimum verimine, düşük buhar ısı kapasiteli akışkanlar ile ulaşılır. Basit moleküler yapıya ve izafi olarak küçük moleküler kütleyle sahip akışkanlar için bu husus ortak bir özelliktir [4].

Soğutucu akışkanların ısı iletim katsayısı ve viskozite özellikleri, ısı değiştircilerinin ve boru donanımının performansına etki eder. Bu akışkanlarda yüksek ısı iletim katsayısı, düşük viskozite katsayısı istenir [4].

5.1. SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN ÖZELLİKLERİ

1. Az güç sarfiyatı ile daha çok soğutma elde edilebilmelidir.
2. Soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısı yüksek olmalıdır.
3. Buharlaşma basıncı yüksek, yoğuşma basıncı düşük olmalıdır.
4. Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi(kılcallığı) az olmalıdır.
5. Emniyetli ve güvenilir olmalıdır.
6. Soğutma devresinde normal koşullarda bulunmaması gereken suyun olması durumunda bile zararlı bir reaksiyon meydana getirmemelidir.
7. Sistemden kaçması halinde renk ve koku gibi özellikleri kolay tespit edilebilmelidir.
8. Havayla karıştığında yanıcı ve patlayıcı olmamalıdır.
9. Çalışma koşullarındaki basınç ve sıcaklıkların değerlerinde dahi ayrışıp çözülmemeli, özellikleri bozulmamalıdır.
10. Elektriksel özellikleri uygun olmalıdır.
11. Ucuz ve kolay temin edilebilir olmalıdır.
12. Kritik sıcaklığı ve basıncı yüksek olmalıdır.
13. Küçük kapasiteli bir kompresörün kullanımına uygun olmalıdır.

Bu özelliklerin hepsini birden her koşart altında yerine getirebilen üniversal bir soğutucu akışkan mevcut değerildir [4].

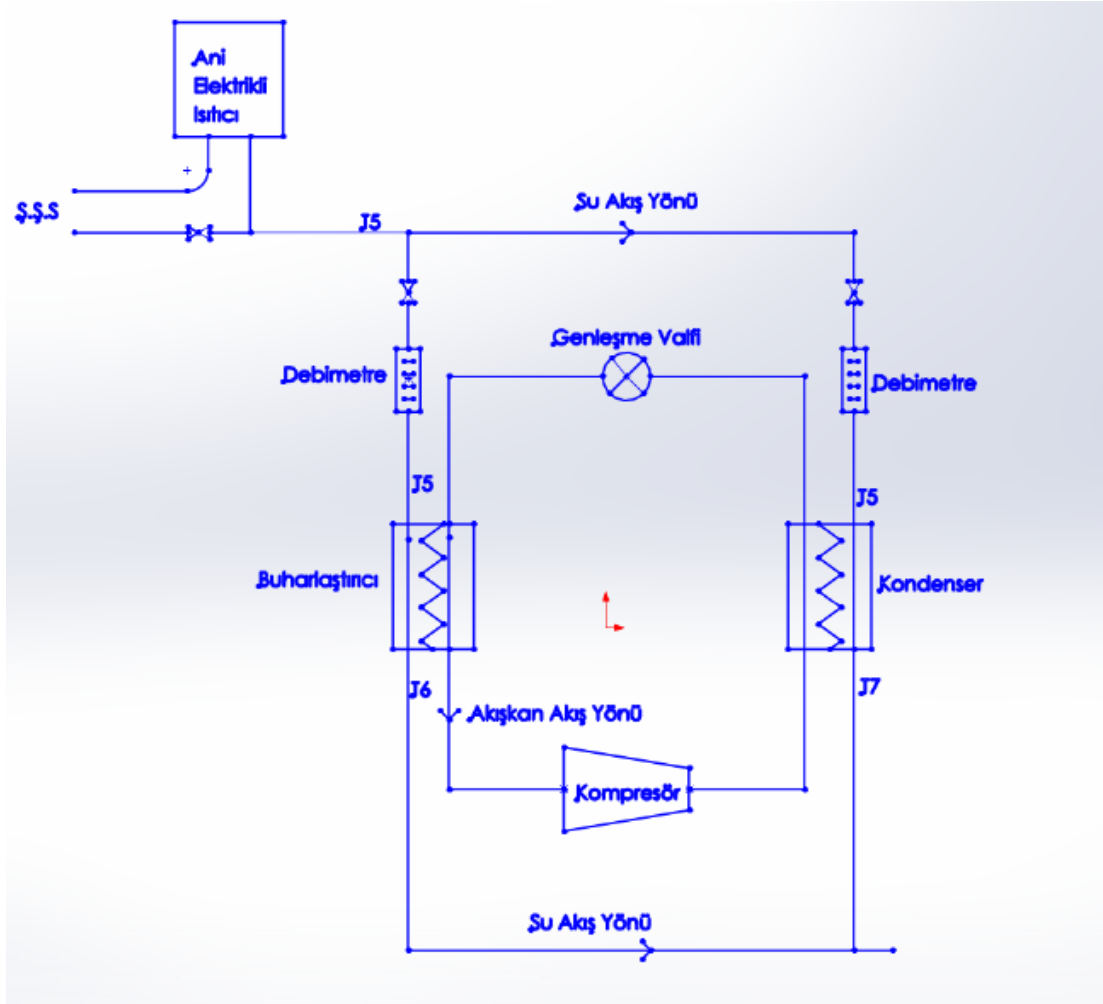


Şekil 5.2. R134a soğutucu akışkanının lnP-h diyagramı.

BÖLÜM 6

SU KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİNİN TASARIMI

Su kaynaklı ısı pompasında, soğutulan ve ısıtılan ortamlarda ısı kaynağı olarak suyun kullanıldığı sistemlerdir.



Şekil 6.1. Su kaynaklı ısı pompasının şematik gösterimi.

Deney düzeneğinde; evaporatör, kompresör, kondenser ve genişleme valfi gibi ısı pompası sistemi temel elemanları yanında ilaveten bir elektrikli ani ısıtıcı sistem kullanılmıştır. Bu ek sistem öncelikle 2 farklı şehir şebekesinden gelen su hattını kapsamaktadır. Bu 2 farklı su hattından biri elektrikli ısıtıcıdan geçirilip diğer gelen hatla birleştirilerek bir karışım sağlanmaktadır. Bu elektrikli ısıtıcıdan sonra ve diğer gelen hatta birer vana kullanılmıştır. Vanaların yardımıyla bu iki hat, belirli oranlarda karıştırılarak ısı pompası sistemine giden su sıcaklıklarının değiştirilmesi sağlanmıştır. Bu karışan iki hat ısı pompası sistemine gönderilmiştir. Sisteme gelen su, sistemde kondenser ve evaporatör tarafı olmak üzere 2 paralel kola ayrılmaktadır. Gelen su, önce kondenser ve evaporatör debimetrelerinden geçtikten sonra kondenser ve evaporatöre girer. Kondenser ısını suya vererek suyun sıcaklığını arttırmaktadır. Evaporatör ise gelen suyun ısını çekerek suyun ısını azaltmaktadır. Bu şekilde bu iki paralel hat, birleşerek sistemden dışarı atılmaktadır.

BÖLÜM 7

MATERYAL VE METOT

7.1. GİRİŞ

Deney düzeneği, sistemin hat gerilimi, kompresörün çektiği akım, kondenser ve evaporatörün debisi, kondenserin giriş ve çıkış sıcaklıkları, emme ve basma basıncı gibi parametrelerinin ölçülmesini sağlayacak şekilde kurulumu yapılmıştır. Sistemde, R134a soğutucu akışkanı kullanılmıştır.

7.2. DENEY DÜZENEĞİ



Şekil 7.1. Su kaynaklı ısı pompası deney düzeneği.

7.3. DENEY DÜZENEĞİNDE KULLANILAN MALZEMELER

Denev düzeneğinin kurulumunda aşağıdaki elemanlar kullanılmıştır.

1. Hermetik kompresör
2. Su soğutmalı kondenser
3. Genleşme valfi
4. Evaporatör
5. Kombine basınç anahtarı
6. Alçak basınç(vakum) göstergesi
7. Yüksek basınç göstergesi
8. Filtre kurutucu
9. Su debimetresi
10. Gaz debimetresi
11. LCD ekran kullanılmıştır.

Denev düzeneği, alüminyum profil gövde ve elektostatik boyalı çelik saçtan mamul panel kaplaması üzerine yerleştirilmiştir.

Su kaynaklı ısı pompası sisteminde mekanik bir enerji kaynağı kullanılarak atmosferik havayı yüksek basınç enerjisine dönüştürmek için Embraco marka ve FF 8.5HBK tipinde bir Hermetik kompresör kullanılmıştır.



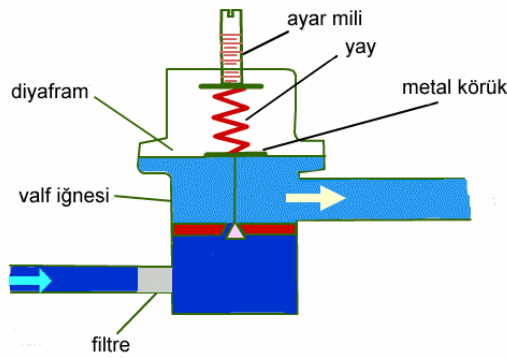
Şekil 7.2. Kompresör.

Bu sistemde ısıtmayı sağlayan gaz fazındaki akışkanın ısını suya vererek sıvı faza geçmesini sağlayan ve gaz fazındaki soğutucu akışkan ve suyun karşılıklı olarak dolaştırıldığı, iç içe borulu sulu kondenser kullanılmıştır.



Şekil 7.3. Sulu kondenser.

Kondenser basıncını evaporatör basıncına düşürmek için genelde sabit soğutma yüklerinde ve orta büyüklükteki soğutucularda kullanılan, ayar vidası ile basınç ve yük kontrolü yapılan otomatik genişleme valfi kullanılmıştır.



Şekil 7.4. Otomatik genişleme valfi.

Soğutucu akışkanın buharlaşarak, soğutulmak istenen kaynaktan ısının çekilmesini sağlayan evaporatör kullanılmıştır.



Şekil 7.5. Evaporatör.

Soğutma çevriminin yüksek basınç hattındaki basıncın aşırı yüksek veya aşırı düşük olmasından doğacak tehlikeleri önlemek için alçak yüksek basınç anahtarı kullanılmıştır.



Şekil 7.6. Kombine basınç anahtarı.

Deney düzeneğinde yoğuşma ve buharlaşma basınçlarının belirlenmesi amacıyla kompresörün emme hattına alçak basınç, basma hattına yüksek basınç manometresi bağlanmıştır. Ölçülen basınç değerleri hesaplamalarda kullanılmıştır.



Şekil 7.7. Alçak basınç manometresi.



Şekil 7.8. Yüksek basınç manometresi.

Kondenser tarafından sıvı hale getirilmiş soğutucu akışkan, soğutma yüküne uygun olarak gerektiğinde kullanılmak üzere geçici olarak saklama amacıyla ve aynı zamanda sisteme zararlı olan pislik ve nemi filtre etmek için filtre-kurutucu kullanılmıştır.



Şekil 7.9. Filtre kurutucu.

Sistemde dolaşan veya kondenser ve evaporatörden geçen suyun debisini ölçmek ve ayarlamak için debimetre olarak rotametre kullanılmıştır.

Debimetrelerin önüne konulan vana ile farklı debilerde su debileri elde edilerek her bir debi için ayrı ayrı deneyler yapılmıştır. Şekilde örnek olarak görülen kondenserin öncesine konulan rotametrenin ölçüm Aralığı 40-400 L/h' dir.



Şekil 7.10. Rotametre.

Sistemde dolaşan soğutucu akışkanın debisini ölçmek için soğutucu akışkan debimetresi kullanılmıştır. Bu soğutucu akışkanın debisi $\left(\frac{gr}{sn}\right)$ birimindedir.



Şekil 7.11. Soğutucu akışkan debimetresi.

Sistemde LCD ekranda sıcaklık göstergeleri ve gaz debi değeri, multimetrede ise volt, akım, $\cos\phi$, kompresörün harcadığı elektriksel güç değerleri görüntülenmektedir. Sistemde ölçülen sıcaklıklar, aşağıda Çizelge 7.1’de verilmiştir.

Çizelge 7.1. Verilen sıcaklıkların karşılığı.

Sıcaklık	Karşılığı
T ₁	Akışkanın kompresöre giriş sıcaklığı
T ₂	Akışkanın kompresörden çıkış sıcaklığı
T ₃	Akışkanın kondenserden çıkış sıcaklığı
T ₄	Akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı
T ₅	Suyun kondensere ve buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı
T ₆	Suyun kondenserden çıkış sıcaklığı
T ₇	Suyun buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığı

BÖLÜM 8

DENEYLER VE HESAPLAMALAR

8.1. YAPILAN HESAPLAMALAR

Deney düzeneğinden ölçülen değerlere göre yapılan hesaplamalar aşağıda detaylı olarak ifade edilmiştir.

Buharlaştırıcının sudan çektiği ısı:

$$Q_{evap} = \dot{m}_{su} \cdot c_p \cdot \Delta T = \rho_{su} \cdot \dot{v}_{evap} \cdot C_p \cdot (T_5 - T_7) \quad (8.1)$$

Eşitliğinden hesaplanmıştır. Suyun yoğunluğu $1000 \frac{kg}{m^3}$ sabit alınmış ve C_p ise sıcaklığa bağlı olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 8.1. Suyun sıcaklığına göre C_p 'nin değişimi.

T(°C)	$C_p \left(\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right)$
0	4.2178
20	4.1818
40	4.1784
60	4.1843
80	4.1964
100	4.2161
120	4.25
140	4.283
160	4.342
180	4.417
200	4.505
220	4.610
240	4.756
260	4.949
280.6	5.208
300	5.728

Kondenser kapasitesi ise buharlaştırıcı kapasitesi ve kompresör gücünün toplanmasıyla elde edilmiştir.

$$Q_{kond} = Q_{evap} + W_{komp} \quad (8.2)$$

Isıtma tesir katsayı ise;

$$ITK = \frac{Q_{kond}}{W_{komp}} \quad (8.3)$$

Eşitliğinden hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalardan elde edilen sonuçlar aşağıda her bir su sıcaklığı için tablolar halinde verilmiştir.

8.2. $T_5 = 15.2^\circ\text{C}$ İÇİN YAPILAN DENEY VE HESAPLAMALAR

Çizelge 8.2. $T_5 = 15.2^\circ\text{C}$ için yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen değerler.

$T_5(^{\circ}\text{C})$	$T_7(^{\circ}\text{C})$	$T_5 - T_7(^{\circ}\text{C})$	$\rho_{\text{su}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$	$c_p \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}\right)$	$\dot{V}_{\text{evap}} \left(\frac{\text{lt}}{\text{h}}\right)$	$\dot{V}_{\text{kond}} \left(\frac{\text{lt}}{\text{h}}\right)$	$Q_{\text{evap}} \text{ (W)}$	$W_{\text{komp}} \text{ (W)}$	$Q_{\text{kond}} \text{ (W)}$	ITK
15.3	12.8	2.5	1000	4190.44	300	100	873.0083	300	1173.008	3.910028
15.2	12.7	2.5	1000	4190.44	300	150	873.0083	295	1168.008	3.95935
15.1	12.6	2.5	1000	4190.44	300	200	873.0083	290	1163.008	4.010374
15.1	12.6	2.5	1000	4190.44	300	250	873.0083	285.9	1158.908	4.053544
15.3	12.8	2.5	1000	4190.44	300	300	873.0083	282	1155.008	4.095774

8.3. $T_5 = 17^\circ\text{C}$ İÇİN YAPILAN DENEY VE HESAPLAMALAR

Çizelge 8.3. $T_5 = 17^\circ\text{C}$ için yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen değerler.

$T_5(^{\circ}\text{C})$	$T_7(^{\circ}\text{C})$	$T_5 - T_7(^{\circ}\text{C})$	$\rho_{\text{su}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$	$c_p \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}\right)$	$\dot{V}_{\text{evap}} \left(\frac{\text{lt}}{\text{h}}\right)$	$\dot{V}_{\text{kond}} \left(\frac{\text{lt}}{\text{h}}\right)$	$Q_{\text{evap}} \text{ (W)}$	$W_{\text{komp}} \text{ (W)}$	$Q_{\text{kond}} \text{ (W)}$	ITK
17	14.5	2.5	1000	4187.2	300	100	872.3333	307.1596	1179.493	3.84
17	14.5	2.5	1000	4187.2	300	150	872.3333	302.1591	1174.492	3.887
17	14.5	2.5	1000	4187.2	300	200	872.3333	296.6515	1168.985	3.9406
17	14.5	2.5	1000	4187.2	300	250	872.3333	292.1411	1164.474	3.986
17	14.5	2.5	1000	4187.2	300	300	872.3333	285.272	1157.605	4.0579

8.4. $T_5 = 19^\circ\text{C}$ İÇİN YAPILAN DENEY VE HESAPLAMALAR

Çizelge 8.4. $T_5 = 19^\circ\text{C}$ için yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen değerler.

$T_5(^{\circ}\text{C})$	$T_7(^{\circ}\text{C})$	$T_5 - T_7(^{\circ}\text{C})$	$\rho_{\text{su}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$	$c_p \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}\right)$	$\dot{V}_{\text{evap}} \left(\frac{\text{lt}}{\text{h}}\right)$	$\dot{V}_{\text{kond}} \left(\frac{\text{lt}}{\text{h}}\right)$	$Q_{\text{evap}} \text{ (W)}$	$W_{\text{komp}} \text{ (W)}$	$Q_{\text{kond}} \text{ (W)}$	ITK
19	16.5	2.5	1000	4183.6	300	100	871.5833	315.4482	1187.032	3.763
19	16.5	2.5	1000	4183.6	300	150	871.5833	310.4482	1182.032	3.8075
19	16.5	2.5	1000	4183.6	300	200	871.5833	304.4301	1176.013	3.863
19	16.5	2.5	1000	4183.6	300	250	871.5833	299.3075	1170.891	3.912
19	16.5	2.5	1000	4183.6	300	300	871.5833	288.9961	1160.579	4.0159

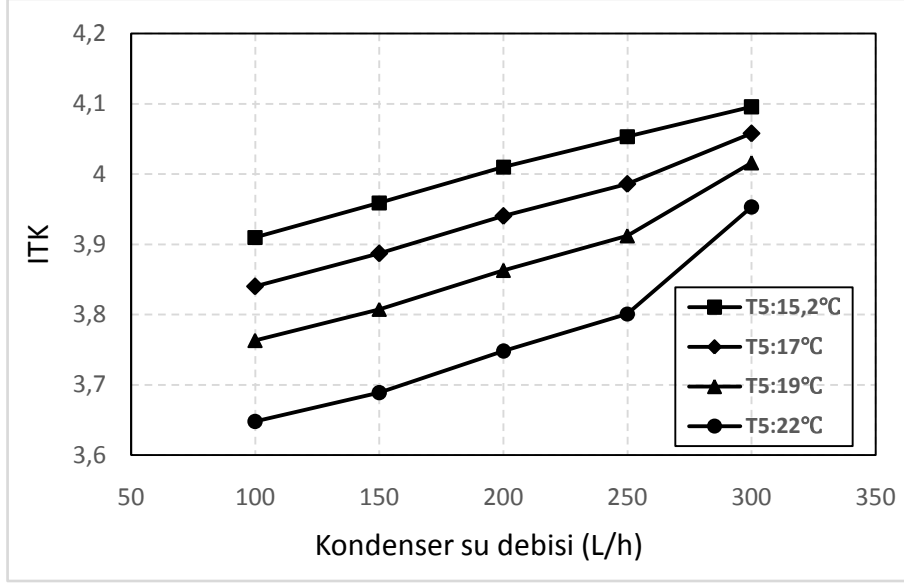
8.5. $T_5 = 22^\circ\text{C}$ İÇİN YAPILAN DENEY VE HESAPLAMALAR

Çizelge 8.5. $T_5 = 22^\circ\text{C}$ için yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen değerler.

$T_5(^{\circ}\text{C})$	$T_7(^{\circ}\text{C})$	$T_5 - T_7(^{\circ}\text{C})$	$\rho_{\text{su}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$	$c_p \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}\right)$	$\dot{V}_{\text{evap}} \left(\frac{\text{lt}}{\text{h}}\right)$	$\dot{V}_{\text{kond}} \left(\frac{\text{lt}}{\text{h}}\right)$	$Q_{\text{evap}} \text{ (W)}$	$W_{\text{komp}} \text{ (W)}$	$Q_{\text{kond}} \text{ (W)}$	ITK
22	19.5	2.5	1000	4181.46	300	100	871.1375	329	1200.138	3.647834
22	19.5	2.5	1000	4181.46	300	150	871.1375	324	1195.138	3.688696
22	19.5	2.5	1000	4181.46	300	200	871.1375	317	1188.138	3.748068
22	19.5	2.5	1000	4181.46	300	250	871.1375	311	1182.138	3.801085
22	19.5	2.5	1000	4181.46	300	300	871.1375	295	1166.138	3.953008

Çizelge 8.6. 15.2 °C, 17 °C, 19 °C, 22 °C kondenser ve buharlaştırıcı giriş sıcaklıkları için 100, 150, 200, 250, 300 L/h kondenser su debisi değerlerinde ITK , W_{Komp} ve Q_{kond} değerleri.

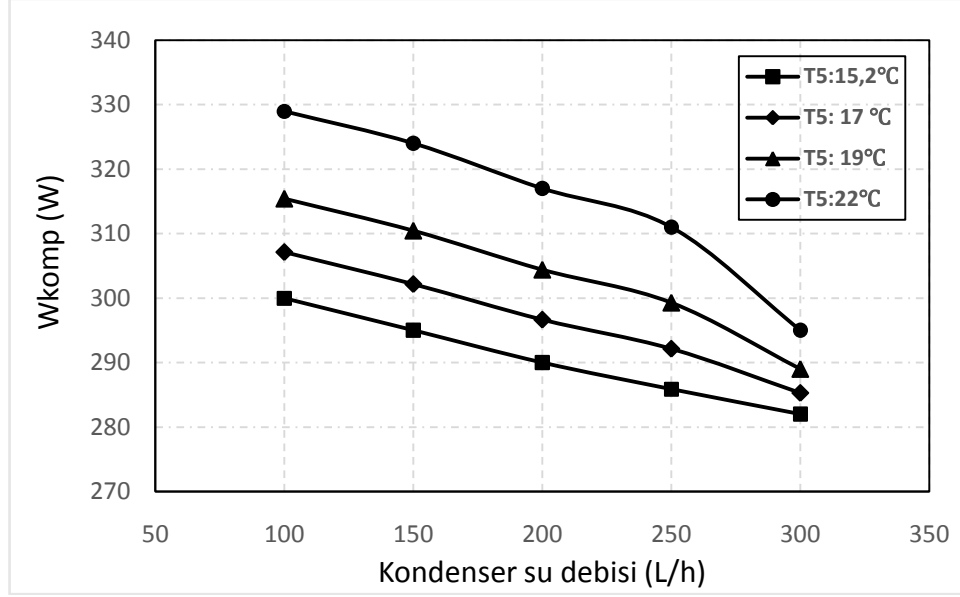
Kondenser debisi (L/h)	15.2 °C			17 °C			19 °C			22 °C		
	ITK	W_{Komp} (W)	Q_{kond} (W)	ITK	W_{Komp} (W)	Q_{kond} (W)	ITK	W_{Komp} (W)	Q_{kond} (W)	ITK	W_{Komp} (W)	Q_{kond} (W)
100	3.91	300	1173	3.84	307.15	1179	3.763	315.5	1187	3.6478	329	1200
150	3.95935	295	1168	3.887	302.15	1174	3.807	310.5	1182	3.688	324	1195
200	4.010374	290	1163	3.94	296.65	1168	3.863	304.4	1176	3.748	317	1188
250	4.053544	285.9	1158	3.986	292.14	1164	3.912	299.3	1170	3.801	311	1182
300	4.095774	282	1155	4.0579	285.14	1157	4.0159	289	1160	3.953	295	1166



Şekil 8.1. Farklı su giriş sıcaklıklarında kondenser su debisi ile ITK değişimi.

T_5 : Kondenser su giriş sıcaklığı

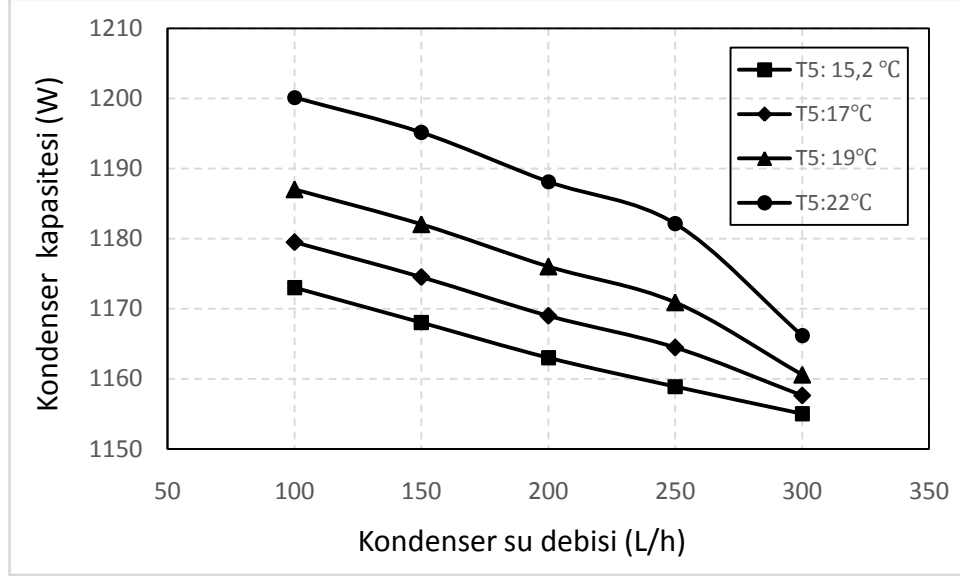
Şekil 8.1’de farklı su giriş sıcaklıklarında kondenser su debisi ile ısıtma tesir katsayısının değişimi görülmektedir. Kondenser giriş suyu sıcaklığı arttıkça ısıtma tesir katsayısı azalmaktadır. Kondenser giriş suyu debisi arttıkça ise ısıtma tesir katsayısı artmaktadır. Kondenser giriş suyu sıcaklığı 15.2 °C, debisi ise 300 L/h iken ısıtma tesir katsayısı 4.1, kondenser giriş suyu sıcaklığı 22 °C, debisi ise 100 L/h iken ısıtma tesir katsayısı 3.65 olmuştur. Dolayısıyla ısıtma tesir katsayısının kondenser giriş suyu sıcaklığı ile ters, debisi ile doğru orantılı olarak artıp azaldığı gözlemlenmiştir.



Şekil 8.2. Farklı su giriş sıcaklıklarında kondenser su debisi ile kompresör güç tüketiminin değişimi.

T_5 : Kondenser su giriş sıcaklığı

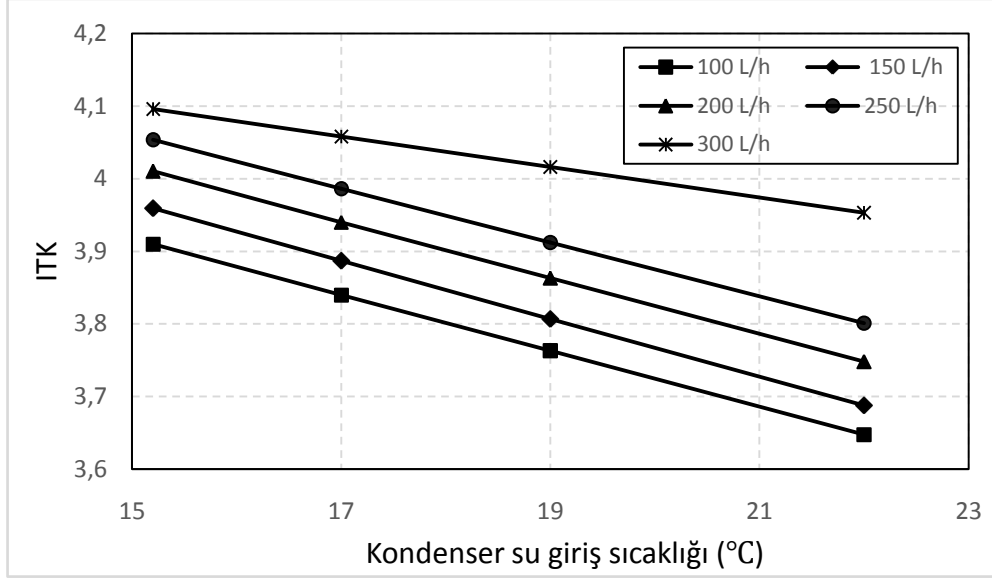
Farklı kondenser giriş suyu sıcaklıklarında kondenser su debisi ile kompresör güç tüketiminin değişimi Şekil 8.2’de verilmiştir. Kondenser su debisi arttıkça, evaporatör kapasitesi sabit olduğundan dolayı kompresörün tükettiği güç azalmaktadır. Sistemde ısı alışverişi soğutucu akışkan ile su arasında olmaktadır. Soğutucu akışkan, belli sıcaklıkta yaklaşık 25 °C’de hal değiştirdiği için soğutucu akışkanla ile kondenser suyu arasındaki sıcaklık farkı ne kadar fazla olursa kompresörün güç tüketimi azalacaktır. Kondenser suyu giriş sıcaklığı soğutucu akışkanın hal değişim sıcaklığına ne kadar yakın olursa kompresör o kadar zorlanacak ve güç tüketimi artacaktır. Sabit su debisinde kondenser giriş suyu sıcaklığı arttıkça, kompresörün tükettiği güç artmaktadır. 100 L/h su debisinde, giriş suyu sıcaklığı 15.2 °C iken kompresör güç tüketimi 300 W olurken, su sıcaklığı 22 °C olduğunda kompresör güç tüketimi 329 W olmuştur. Dolayısıyla kompresör güç tüketimi, kondenser giriş suyu debisi ile ters, su sıcaklığı ile doğru orantılı olarak artıp azalmıştır.



Şekil 8.3. Farklı su giriş sıcaklıklarında kondenser su debisi ile kondenser kapasitesinin değişimi.

T_5 : Kondenser su giriş sıcaklığı

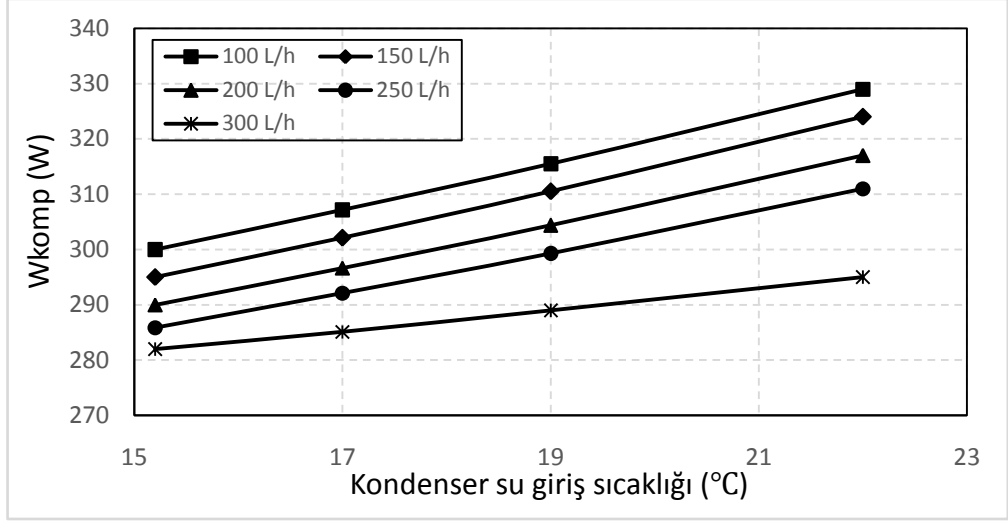
Şekil 8.3’de farklı kondenser suyu giriş sıcaklıklarında, kondenser su debisi ile kondenser kapasitesinin değişimi görülmektedir. Kondenser su debisi arttıkça, evaporatör kapasitesi sabit olduğundan dolayı kondenser kapasitesi azalmaktadır. Sabit su debisinde kondenser giriş suyu sıcaklığı arttıkça, kondenser kapasitesi artmaktadır. 100 L/h su debisinde, giriş suyu sıcaklığı 15.2 °C iken kondenser kapasitesi 1173 W olurken, su sıcaklığı 22 °C olduğunda kondenser kapasitesi 1200 W olmuştur. Dolayısıyla kondenser kapasitesi, kondenser giriş suyu debisi ile ters, su sıcaklığı ile doğru orantılı olarak artıp azalmıştır. Kondenser kapasitesinin kondenser giriş suyu ve debisi ile değişimi kompresör güç tüketimi ile benzer eğilimde olmuştur.



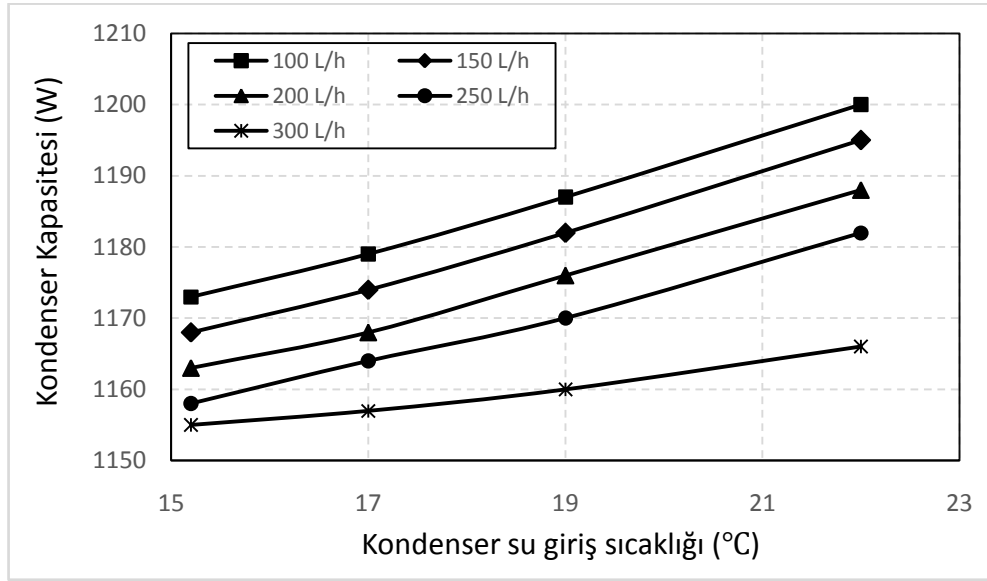
Şekil 8.4. Farklı kondenser su debilerinde kondenser su giriş sıcaklığı ile ısıtma tesir katsayısının değişimi.

Şekil 8.4’de ise farklı kondenser giriş suyu debilerinde, kondenser suyu giriş sıcaklığı ile ısıtma tesir katsayısının değişimi görülmektedir. Isıtma tesir katsayısının kondenser giriş suyu sıcaklığı arttıkça azaldığı, kondenser giriş suyu debisi arttıkça ise arttığı gözlemlenmiştir.

Farklı kondenser giriş suyu debilerinde, kondenser su giriş sıcaklığı ile kompresör güç tüketiminin değişimi Şekil 8.5’de verilmiştir. Kondenser su sıcaklığı arttıkça, kondenser kapasitesi arttığından ve evaporatör kapasitesi sabit olduğundan dolayı kompresörün tükettiği güç artmaktadır. Kondenser giriş suyu debisi arttıkça, kondenserin kapasitesi azalacağından dolayı kompresörün güç tüketimi azalmıştır.



Şekil 8.5. Farklı kondenser su debilerinde kondenser su giriş sıcaklığı ile kompresör güç tüketiminin değişimi.



Şekil 8.6. Farklı kondenser su debilerinde kondenser su giriş sıcaklığı ile kondenser kapasitesinin değişimi.

Şekil 8.6’da ise farklı kondenser giriş suyu debilerinde kondenser su giriş sıcaklığı ile kondenser kapasitesinin değişimi görülmektedir. Evaporatör kapasitesi sabit tutulduğundan dolayı kondenser giriş suyu sıcaklığı arttıkça kondenser kapasitesi artmakta, kondenser giriş suyu debisi arttıkça ise kondenser kapasitesi azalmaktadır. Deneyleerde evaporatör kapasitesi sabit tutulduğundan dolayı, kondenser giriş suyu

sıcaklığı ve debisi ile kondenser kapasitesi ve kompresör güç tüketiminin değişimi benzer eğilim göstermiştir.

BÖLÜM 9

SONUÇLAR

Deneyler, 15.2, 17, 19 ve 22 °C gibi dört farklı kondenser ve evaporatör giriş sıcaklıklarında, 50 L/h'lik kademelerle arttırılarak 100-300 L/h aralığındaki kondenser su debilerinde yapılmıştır. Deneyler esnasında evaporatör kapasitesi sabit tutularak kondenser kapasitesi ve kompresör güç tüketimindeki değişim gözlemlenmiştir.

Kondenser kapasitesi, evaporatör kapasitesi ile kompresör güç tüketiminin toplamına eşittir. Yapılan deneylerde evaporatör kapasitesi sabit tutulduğundan dolayı kondenser kapasitesi, kompresör güç tüketimiyle orantılı olarak değişmiştir. Normal şartlarda kondenser su debisi arttıkça, kondenser kapasitesinin de artması beklenir. Ancak, evaporatör kapasitesi sabit tutulduğundan kompresörün yükünün azalması nedeniyle kondenser kapasitesinde azalma meydana gelmiştir.

Isı pompası ısıtma tesir katsayısı, evaporatör kapasitesinin kompresör gücüne oranının bir fazlası olduğu için, evaporatör kapasitesi sabit iken kompresör güç tüketimi azaldığı için ısıtma tesir katsayısı artmaktadır. Aynı kondenser giriş suyu debi değerlerinde, kondenser giriş suyu sıcaklıkları arttıkça, kondenser kapasitesi ve kompresör güç tüketimi artmış, ısıtma tesir katsayısı ise azalmıştır.

Isıtma tesir katsayısının kondenser giriş suyu sıcaklığı ile ters, debisi ile doğru orantılı olarak artıp azaldığı, kompresör güç tüketimi ve kondenser kapasitesi ise, kondenser giriş suyu debisi ile ters, su sıcaklığı ile doğru orantılı olarak artıp azaldığı gözlemlenmiştir. Deneyler esnasında evaporatör kapasitesi sabit tutulduğundan dolayı, kompresör güç tüketimi ile kondenser kapasitesinin su sıcaklığı ve debisi ile değişimi benzer eğilim göstermiştir.

Deneyleer esnasında kondenser giriş suyu sıcaklığı, 15.2 °C'den daha aşağıya düşürülemediğinden dolayı düşük sıcaklıklarda ısı pompası performansının değişimi gözlemlenememiştir. Bundan sonra bu konuda yapılacak çalışmalarda daha düşük sıcaklıkların ısı pompası performansına etkisinin gözlemlenmesi önerilir.

KAYNAKLAR

1. Şevik, S., Doğan, H. ve Aktaş, M., “Güneş enerjisi ve ısı pompası destekli ısıtma-kurutma sisteminin modellenmesi”, *Politeknik Dergisi*, 14 (1): 85-91 (2011).
2. Çengel, Y. A. ve Boles, M. A., “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik”, *Güven Bilimsel*, İzmir (2011).
3. Aksu B., “Balıkesir yöresinde yer-su kaynaklı ısı pompasının performansının deneysel olarak incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara (2010).
4. Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Çoşkun, S. ve Yamankaradeniz, N., “Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları”, *Dora Yayıncılık*, Bursa, (2009).
5. Doğan, V., “Isı geri kazanım ve deniz suyundan-suya ısı pompası uygulaması”, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 95: 27 -36 (2006).
6. Erdoğan, S., Yılmaz, M., Şahin, B. ve Özyurt, Ö., “Isı pompası sistemlerinin seçimi”, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 92: 40-49 (2006).
7. Çelebi, A., “Atık ısı geri kazanımlı ısı pompası sistemi simülasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya (2006).
8. Back, N. C., Shin, U.C., and Yoon, J. H., “A study on the design and analysis of a heat pump heating system using wastewater as a heat source”, *Solar Energy*, 78: 427–440 (2005).
9. Güngör, A., Kurtuluş, E., ve Akdemir, Ö. “Endüstriyel proseslerde enerji geri kazanımında ısı pompalarının kullanımı”, *V. Ulusal Tesisat Mühendisleri Kongresi*, İzmir (2002).
10. Danış, E., “Su kaynaklı ısı pompası sisteminin Siirt’ de bir uygulamayla incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul (2007).
11. Rafferty, K. D., “Large tonnage ground water heat pumps-experiences with two systems”, *ASHRAE Transactions*, 98: 587-592 (1992).
12. Habalı, K., “Isı pompası uygulamalarında son gelişmeler”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara (1994).

13. Seçilmiş A., Buğutekin, A., Deniz, E. Ve Binark, A. K., “Atatürk barajı bağlantılı ısıtma-soğutma sistemi tasarımı”, **VII. Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu**, İstanbul, 441-450 (2008).
14. Kara, Y. A ve Yüksel B., “Düşük sıcaklıktaki jeotermal kuyuların ısı pompası desteğiyle bina ısıtılmasında kullanılması”, **TMMOB Makine Mühendisleri Odası Tesisat Mühendisliği Dergisi**, 73: 37-46 (2003).
15. Çakır, A., “Eğridir Gölü ısı kaynaklı ısı pompası tasarımı”, Yüksek Lisans Tezi, **Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Isparta (1998).
16. Cane, D. and Garnet, J., “Learning from experiences with commercial/institutional heat pump systems in cold climates, CADDET Analyses Series No. 27”, **CADDET ENERGY Efficiency**, ISBN-90-72647-46-7 (2000).
17. Kılıç, H., “Güneş enerjisi destekli ısı pompasının tasarımı, imalatı ve performans deneyleri”, Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara (2006).
18. Wandong, Z., Tianzhen, Y., Shijun, Y. and Huan, Z., “The thermal performance of seawater-source heat pump systems in areas of severe cold during winter”, **Energy Conversion and Management**, 90: 166-174 (2014).
19. Song, Y. H., Akashi, Y. and Yee, J. J. “Effects of utilizing seawater as a cooling source system in a commercial complex”, **Energy Build**, 39: 1080-1087 (2007).
20. Shu, H. W., Lin, D. M., Li, X. L. and Zhu, Y. X., “Energy-saving judgment of electric-driven seawater source heat pump district heating system over boiler house district heating system”, **Energy Build**, 42: 889-895 (2010).
21. Chen, X., Zhang, G. Q., Peng, J. G. and Liu, T. T., “The performance of an open-loop lake water heat pump system in South China”, **Appl Therm Eng**, 26: 2255-2261 (2006).
22. Baik, Y. J., Kim, M. S., Chang, K. C, Lee, Y. S. and Ra, H. S., “Potential to enhance performance of seawater-source heat pump by series operation”, **Renew Energy**, 65: 236-244 (2014).

ÖZGEÇMİŞ

Mustafa KOLUKISA, 1988’de Karabük’te doğdu. İlk ve orta öğrenimini aynı şehirde tamamladı; Karabük Fevzi Çakmak Yabancı Dil Ağırlıklı Lisesi’nden mezun olduktan sonra 2008 yılında Karabük Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümüne girdi; 2013’te “iyi” derece ile mezun olduktan sonra aynı yıl Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda başlamış olduğu yüksek lisans programını halen sürdürmektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres: Yeşil Mah. Taşkent Cad. Şehit Mehmet Esen Sok.
Gurbet Apt. No: 5/7 Merkez/KARABÜK
Tel: 531 728 78 86
E-posta: klks_1903@hotmail.com