

**ERZİNCAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**YER ALTI SUYU KAYNAKLI ISI POMPASI İLE
ÖRNEK MEKÂN ISITILMASI**

Orhan KALKAN

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

**ERZİNCAN
2016**

Her Hakkı Saklıdır

Bilimsel etiğe uygunluk sayfası

Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi belirtirim.

Adı-Soyadı: Orhan KALKAN

İmza : 

Yönergeye uygunluk sayfası

“Yer Altı Suyu Kaynaklı Isı Pompası İle Örnek Mekân Isıtılması” adlı Yüksek Lisans Tezi, Erzincan Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi 'ne uygun olarak hazırlanmıştır.

Tezi Hazırlayan

Orhan KALKAN



Danışman

Doç. Dr. Mehmet KAYA



Makine Mühendisliği ABD Başkanı U.

Yrd. Doç. Dr. Özlem BARAN

Doç. Dr. Mehmet KAYA danışmanlığında, Orhan KALKAN tarafından hazırlanan bu çalışma 18/05/2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Termodinamik Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Doç. Dr. Mehmet KAYA

İmza:



Üye : Yrd. Doç. Dr. Şendoğan KARAGÖZ

İmza:



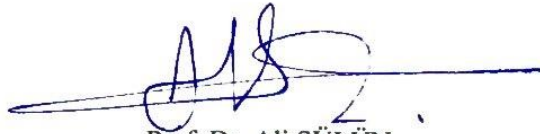
Üye : Yrd. Doç. Dr. Aslıhan KURNUÇ SEYHAN

İmza:



Yukarıdaki sonucu onaylarım.

25/05/2016



Prof. Dr. Ali SÜLÜN
Enstitü Müdürü

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

**YER ALTI SUYU KAYNAKLI ISI POMPASI İLE
ÖRNEK MEKÂN ISITILMASI**

Orhan KALKAN

Erzincan Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Mehmet KAYA

Bu çalışmada, Erzincan ilinde 80 m² taban alanına sahip örnek bir mekân, yer altı suyu kaynaklı ısı pompası (YASKIP) ile ısıtılmıştır. Deneysel olarak incelenen bu uygulamada, ısı pompasının ve tüm sistemin enerji ve performans analizi yapılmıştır. Evaporatör su debisi, kondenser su debisi ve fan-coil cihazlarının hava debileri belirli değerlerde sabit tutulmuştur. Bu parametrelerden oluşan 9 farklı koşulda ölçüm yapılmıştır. En yüksek verimin elde edildiği koşulda, ısı pompasının performans katsayısı (COP_{ip}) ve tüm sistemin performans katsayısı (COP_{sis}) sırasıyla 4,27 ve 2,92 bulunmuştur. Bu koşulda kondensere atılan ortalama ısı miktarı ise 14,34 kW olarak hesaplanmıştır. Yer altı suyu kalitesi ve sıcaklığı önemli bir ölçüt olan YASKIP sisteminin Erzincan ili için uygulanabilir olduğu görülmüştür. Konvansiyonel ısıtma sistemlerine alternatif olarak kullanılabilen ısı pompası sistemlerinin; daha verimli, ekonomik, çevre dostu ve ergonomik olduğu bilinmektedir.

(2016, 84 sayfa)**Anahtar Kelimeler:** Yer altı suyu kaynaklı ısı pompası, enerji, ısıtma, soğutucu akışkan, COP

ABSTRACT

Master Thesis

**HEATING OF A MODEL PLACE
WITH THE GROUNDWATER HEAT PUMP**

Orhan KALKAN

Erzincan University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Mehmet KAYA

In this study, a place with a floor area of 80 m² in Erzincan was heated by the groundwater heat pump (GWHP). In this application experimentally investigated, energy and performance analysis of the heat pump and the entire system were performed. Evaporator water flow, Condenser water flow and air flows of fan-coil devices was fixed at certain values. The measurements have been made under 9 different conditions consisting of these parameters. In the condition which the highest yield is obtained, performance coefficients of the heat pump (COP_{hp}) and the system (COP_{sys}) were determined 4,27 and 2,92, respectively. In this condition, the average amount of heat discharged from the condenser was calculated to be 14,34 kW. Groundwater quality and temperature is an important criterion of the GWHP system was found to applicable to Erzincan. The heat pump systems can be used as alternative to conventional heating systems; more efficient, economical, environmentally friendly and are known to be ergonomic.

(2016, 84 pages)**Keywords:** Groundwater heat pump, energy, heating, refrigerant, COP

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tezi olarak hazırladığım bu çalışmada, tez konusunun belirlenmesinde yardımlarını esirgemeyen, tez çalışmalarım süresince daima ilgi ve alaka gösteren, akademik ve teknik tecrübeleriyle her zaman bana yardımcı olan danışman hocam Sayın Doç. Dr. Mehmet KAYA'ya teşekkürlerimi arz ederim.

Her zaman olduğu gibi çalışmalarım süresince de maddi ve manevi desteklerini benden esirgemeyen sevgili aileme şükran ve minnetlerimi sunarım.

Bu çalışma, Erzincan Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü tarafından desteklenen FEN-A-080715-0167 nolu “Yer Altı Suyu Kaynaklı Isı Pompası İle Örnek Mekân İklimlendirilmesi” isimli proje kapsamında gerçekleştirilmiştir. Bu nedenle, desteklerinden dolayı Erzincan Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü'ne teşekkür ederim.

Orhan KALKAN

Mayıs, 2016

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR LİSTESİ.....	vii
TABLolar LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELER.....	11
2.1. Isı Pompasının Tanımı ve Sınıflandırılması.....	11
2.1.1. Termodinamik çevrimlerine göre ısı pompaları.....	11
2.1.2. İşletme çevrimlerine göre ısı pompaları.....	12
2.1.3. Isı kaynaklarına göre ısı pompaları.....	15
2.1.3.1. Hava kaynaklı ısı pompaları.....	15
2.1.3.2. Su kaynaklı ısı pompaları.....	16
2.1.3.3. Toprak kaynaklı ısı pompaları.....	17
2.1.3.4. Güneş kaynaklı ısı pompaları.....	18
2.2. Buhar Sıkıştırırmalı Isı Pompalarının Çalışma Prensibi.....	19
2.3. Isı Pompasının Temel Elemanları.....	20
2.3.1. Kompresörler.....	20
2.3.2. Yoğuşturucular.....	22
2.3.3. Buharlaştırıcılar.....	24
2.3.4. Genleşme valfları.....	24
2.4. Soğutucu Akışkanlar.....	25
2.5. Buhar Sıkıştırırmalı Isı Pompasının Çevrim Analizi.....	30
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	34
3.1. Çalışma Binasının Isı Yüğü.....	35
3.2. YASKIP Sisteminin Tasarımı.....	40
3.2.1. Isı pompası devre elemanları.....	42

3.2.1.1. Kompresör.....	42
3.2.1.2. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı	43
3.2.1.3. Genleşme valfi	44
3.2.1.4. Yardımcı elemanlar	45
3.2.2. Birincil devre.....	47
3.2.3. İkincil devre	48
3.2.4. Ölçüm ve kontrol elemanları.....	50
3.3. Deneysel Ölçümler ve Parametrelerin Belirlenmesi	52
4. BULGULAR ve TARTIşMA.....	57
5. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	76
KAYNAKLAR	80
ÖZGEÇMİş	84

SİMGELER ve KISALTMALAR

Simgeler

ΔT	İç ve dış ortam sıcaklık farkı (°C)
α_d	Dış yüzeyin ısı taşınım direnci (m ² K/W)
α_i	İç yüzeyin ısı taşınım direnci (m ² K/W)
λ_n	İlgili yapı bileşeninin ısı iletim katsayısı (W/mK)
a	Sızdırganlık katsayısı (m ³ /h)
A	Toplam yüzey alanı (m ²)
A_{dp}	Dalgıç pompanın çektiği akım (A)
A_{fc}	Fan-coil cihazlarının çektiği akım (A)
A_k	Kompresörün çektiği akım (A)
A_{sp}	Sirkülasyon pompasının çektiği akım (A)
$\cos \varphi$	Güç faktörü
$c_{p,su}$	Suyun özgül ısısı (kJ/kg.K)
COP	Performans katsayısı
$COP_{ısıtma}$	Isıtma performans katsayısı
$COP_{soğutma}$	Soğutma performans katsayısı
d_n	İlgili yapı bileşeninin kalınlığı (m)
H	Bina durum katsayısı (kJ/m ³ K)
P_{evp}	Evaporatör basıncı (bar)
P_{kon}	Kondenser basıncı (bar)
q_b	Buharlaştırıcıda gerçekleşen birim kütle başına ısı geçişi (kJ/kg)
q_n	Yapının bileşenlerinde oluşan ısı kayıpları (W)
q_y	Yoğuşturucuda gerçekleşen birim kütle başına ısı geçişi (kJ/kg)
Q_0	Artırımsız toplam ısı kaybı (W)
\dot{Q}_{evp}	Evaporatörden atılan ısı miktarını (kW)
Q_h	Toplam ısı kaybı (W)
\dot{Q}_{kon}	Kondenserden atılan ısı miktarı (kW)

Q_s	Yapı elemanları arasından sızan havanın oluşturduğu ısı kaybı (W)
Q_t	Taşınım ısı kaybı (W)
$T_{\text{çs}}$	Dış ortam sıcaklığı (°C)
$T_{\text{evp},r\text{ç}}$	Soğutucu akışkanın evaporatörden çıkış sıcaklığı (°C)
$T_{\text{evp},r\text{g}}$	Soğutucu akışkanın evaporatöre giriş sıcaklığı (°C)
$T_{\text{evp},s\text{ç}}$	Suyun evaporatörden çıkış sıcaklığı (°C)
$T_{\text{evp},s\text{g}}$	Suyun evaporatöre giriş sıcaklığı (°C)
$T_{\text{hex},r\text{ç}}$	Soğutucu akışkanın aşırı kızdırma ve aşırı soğutma eşanjöründen çıkış sıcaklığı (°C)
$T_{k,r\text{g}}$	Soğutucu akışkanın kompresöre giriş sıcaklığı (°C)
$T_{kon,r\text{ç}}$	Soğutucu akışkanın kondenserden çıkış sıcaklığı (°C)
$T_{kon,r\text{g}}$	Soğutucu akışkanın kondensere giriş sıcaklığı (°C)
$T_{kon,s\text{ç}}$	Suyun kondenserden çıkış sıcaklığı (°C)
$T_{kon,s\text{g}}$	Suyun kondensere giriş sıcaklığı (°C)
T_{os}	Isıtılan mahallin ortam sıcaklığı (°C)
U	Toplam ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
V_{dp}	Dalgıç pompanın gerilim değeri (V)
V_{fc}	Fan-coil cihazlarının gerilim değeri (V)
V_k	Kompresörün gerilim değeri (V)
V_{sp}	Sirkülasyon pompasının gerilim değeri (V)
W_{giren}	Kompresöre giren iş (kJ/kg)
\dot{W}_{dp}	Dalgıç pompanın çektiği güç (kW)
\dot{W}_{fc}	Fan-coil cihazlarının çektiği güç (kW)
\dot{W}_k	Kompresörün tükettiği güç (kW)
\dot{W}_{sp}	Sirkülasyon pompasının çektiği güç (kW)
\dot{W}_{sis}	Sistemin toplam tükettiği güç (kW)
Z_d	İşletme artırımını
Z_h	Yön artırımını
Z_w	Kat yüksekliği artırımını

Kısaltmalar

CFC	Cholorofluorocarbon
HCFC	Hydrocholorofluorocarbon
T.M.M.O.B	Türk Mimar ve Mühendis Odaları Birliği
TKIP	Toprak Kaynaklı Isı Pompası
USBDS	Uyarlamalı Sinirsel Bulanık Denetim Sistemi
YSA	Yapay Sinir Ağları
YASKIP	Yer Altı Suyu Kaynaklı Isı Pompası



TABLULAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 3.1 Kapı ve pencerelerin sızdırganlık katsayıları	37
Tablo 3.2 Bina durum katsayısı	38
Tablo 3.3 Çalışma binasının ısı kaybı hesabını gösteren çizelge	39
Tablo 3.4 Kullanılan kompresör ile ilgili teknik özellikler	43
Tablo 3.5 Sabit tutulan parametrelere göre ölçüm yapılan koşullar	53
Tablo 4.1 1. Koşulda ölçülen parametrelerin ortalama değerleri	58
Tablo 4.2 2. Koşulda ölçülen parametrelerin ortalama değerleri	60
Tablo 4.3 3. Koşulda ölçülen parametrelerin ortalama değerleri	62
Tablo 4.4 4. Koşulda ölçülen parametrelerin ortalama değerleri	64
Tablo 4.5 5. Koşulda ölçülen parametrelerin ortalama değerleri	66
Tablo 4.6 6. Koşulda ölçülen parametrelerin ortalama değerleri	68
Tablo 4.7 7. Koşulda ölçülen parametrelerin ortalama değerleri	70
Tablo 4.8 8. Koşulda ölçülen parametrelerin ortalama değerleri	72
Tablo 4.9 9. Koşulda ölçülen parametrelerin ortalama değerleri	74

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Hava - hava ısı pompası sistemi	12
Şekil 2.2 Hava - su ısı pompası sistemi	13
Şekil 2.3 Su - su ısı pompası sistemi	14
Şekil 2.4 Yer üstü suyu kaynaklı ısı pompaları	16
Şekil 2.5 Yer altı suyu kaynaklı ısı pompaları	17
Şekil 2.6 Toprak kaynaklı ısı pompaları	18
Şekil 2.7 Buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının çalışma prensibi	20
Şekil 2.8 Kompresör çeşitleri.....	21
Şekil 2.9 Hava soğutmalı yoğuşturucu	22
Şekil 2.10 Su soğutmalı yoğuşturucu tipleri	23
Şekil 2.11 Genleşme valfi çeşitleri.....	25
Şekil 2.12 R-404a akışkanının basınç-entalpi diyagramı.....	28
Şekil 2.13 R-407c akışkanının basınç-entalpi diyagramı.....	29
Şekil 2.14 R-410a akışkanının basınç-entalpi diyagramı.....	30
Şekil 2.15 İdeal buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının çevrim şeması, T-s ve P-h diyagramları.....	31
Şekil 3.1 Isıtma yapılan binanın güney-doğu cephesinin görünümü	34
Şekil 3.2 Isıtma yapılan binanın kuzey cephesinin görünümü.....	35
Şekil 3.3 YASKIP sisteminin genel görünümü.....	40
Şekil 3.4 YASKIP çalışma sisteminin şeması ve elemanları.....	41
Şekil 3.5 4 Hp gücünde scroll kompresör	42

Şekil 3.6	Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı olarak kullanılan iç içe borulu eş eksenli ısı değiştirici	44
Şekil 3.7	Isı pompası tesisatında kullanılan genişleme valfi.....	45
Şekil 3.8	Emiş ve enjeksiyon kuyularının sondaj işlemi.....	47
Şekil 3.9	Sondaj kuyusunda kullanılan dalgıç pompa	48
Şekil 3.10	Çalışma mahallinde kullanılan fan-coil cihazları	49
Şekil 3.11	Fan-coil hattında kullanılan sirkülasyon pompası	49
Şekil 3.12	YASKIP sisteminin elektrik ve kontrol panosu.....	50
Şekil 3.13	K-tipi termokupl ile sıcaklık ölçümü yapılan 4 kanallı datalogger	51
Şekil 3.14	Cam tüplü şamandıralı tip debimetre.....	52
Şekil 4.1	1. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi.....	59
Şekil 4.2	1. Koşulda sabit tutulan debilere göre, kondenserden atılan ısı miktarının gün içindeki saatlere göre değişimi	59
Şekil 4.3	2. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi	61
Şekil 4.4	2. Koşulda sabit tutulan debilere göre, kondenserden atılan ısı miktarının gün içindeki saatlere göre değişimi	61
Şekil 4.5	3. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi.....	63
Şekil 4.6	3. Koşulda sabit tutulan debilere göre, kondenserden atılan ısı miktarının gün içindeki saatlere göre değişimi	63
Şekil 4.7	4. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi.....	65
Şekil 4.8	4. Koşulda sabit tutulan debilere göre, kondenserden atılan ısı miktarının gün içindeki saatlere göre değişimi	65

Şekil 4.9	5. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP _{ip} ve COP _{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi	67
Şekil 4.10	5. Koşulda sabit tutulan debilere göre, kondenserden atılan ısı miktarının gün içindeki saatlere göre değişimi	67
Şekil 4.11	6. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP _{ip} ve COP _{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi	69
Şekil 4.12	6. Koşulda sabit tutulan debilere göre, kondenserden atılan ısı miktarının gün içindeki saatlere göre değişimi	69
Şekil 4.13	7. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP _{ip} ve COP _{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi	71
Şekil 4.14	7. Koşulda sabit tutulan debilere göre, kondenserden atılan ısı miktarının gün içindeki saatlere göre değişimi	71
Şekil 4.15	8. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP _{ip} ve COP _{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi	73
Şekil 4.16	8. Koşulda sabit tutulan debilere göre, kondenserden atılan ısı miktarının gün içindeki saatlere göre değişimi	73
Şekil 4.17	9. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP _{ip} ve COP _{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi	75
Şekil 4.18	9. Koşulda sabit tutulan debilere göre, kondenserden atılan ısı miktarının gün içindeki saatlere göre değişimi	75

1. GİRİŞ

Enerji, insan hayatıyla doğrudan ilişkili olduğundan, insanın en önemli ihtiyaçları arasındadır. Günümüze kadar insanoğlu gerek endüstriyel amaçlı gerekse ısınma amaçlı enerji kaynağı olarak büyük ölçüde fosil yakıtları kullanmıştır. Fakat fosil yakıtların rezervlerinin tükenmeye başlaması ile bu tür yakıtların kıymeti dünya çapında artmaya başlamıştır. Hatta devletler bu enerji kaynaklarını ele geçirmeye yönelik savaşlar yapmaya başlamıştır. Bu gibi sebeplerle enerji politikaları güden ülkeler, hem sonsuz enerji kaynağı hem de çevre dostu olması sebebiyle yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmekte, bu yönde yapılan çalışmalara ve projelere destek vermektedirler. Literatüre bakıldığında güneş enerjisi, rüzgâr enerjisi ve hidrolik enerji gibi yenilenebilir enerji kaynakları ile ilgili çalışmalarında çoklukla bulunması bunu açıkça göstermektedir.

Ülkemizde 2011 yılında kurulan Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü; ülkenin hidrolik, rüzgâr, jeotermal, güneş, biyokütle gibi yenilenebilir enerji kaynaklarının tespit ve ölçümünü yapmak, fizibilite ve örnek uygulama projeleri hazırlamak, çalışma sonuçlarını ekonomik analizleriyle kamuoyuna sunmak gibi amaçlarla hizmet vermektedir (Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü, 2015). Ülkemizin enerji politikasında da önemli yer alan yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını artırmaya yönelik projelere devlet desteği verilmektedir.

Enerji kullanımının sektörlere göre dağılımına bakıldığında; % 42,4'ü iklimlendirmede, % 36,2'si sanayide, % 15,4'ü ulaşırmada, % 2,9'u tarımda kullanılmaktadır (Anonim, 2003). Enerji kullanımında en büyük payın iklimlendirilmede olduğu gözükmektedir. Bu sebeple, iklimlendirmede yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılmasına yönelik sistemler önem arz etmektedir. Günümüzde ise yenilenebilir enerji kaynaklı iklimlendirme sistemlerinin başında ısı pompası sistemlerinin geldiği bilinmektedir.

Isı pompası, kısaca ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama taşıyan ve elektrikle beslenen bir sistemdir. Hem ısıtma hem de soğutma işlemini tek sistemle yapabilmek avantajına sahip ısı pompalarının iklimlendirmede kullanımları giderek artmaktadır. Amerika, Kanada, Almanya, İsviçre vb. gelişmiş ülkelerde ısı pompaları yaygın olarak kullanılmaktadır. Özellikle 1978'den sonra Amerika'da yapılan binaların % 25'inin ısı pompası ile ısıtılması planlanmış ve uygulanmıştır (Yamankaradeniz vd., 2013). Isı pompaları düşük emisyonlarla ekonomik ve verimli ısınma sağlamaktadırlar (Chua *et al.*, 2010).

Isı pompasının temel çalışma prensibi "Carnot Çevrimi" olarak bilinen bir sisteme dayanır. İlk olarak sadece soğutma amaçlı düşünülen bu sistem, 1824 yılında Sadi Carnot tarafından keşfedilmiştir. Söz konusu çevrimin ters çalıştırılarak ısıtma amaçlı kullanımı fikrini ise, 1850 yılında Lord Kelvin ortaya atmıştır.

İlk elektrik tahrikli ve yer kaynaklı ısı pompası fikrini İsviçreli Mühendis Heinrich Zoelly ortaya atmıştır. 1912'de ise İsviçre patentini almıştır. 1938 yılında İsviçre'deki Zürich Belediye binasının ısı pompası ile ısıtılması, ısı pompasının kuruluşu açısından dünya çapında dönüm noktası olmuştur (Zogg, 2008). Yer altı suyu kaynaklı ilk ısı pompası uygulaması ise, 1948 yılında Amerika'nın Oregon eyaletinin Portland kentinde bir kamu binasında yapılmıştır (Hatten, 1992). İlerleyen zamanlarda, gerek enerji krizleri gibi ekonomik gerekse sosyolojik nedenler ısı pompası uygulamalarının çoğalmasının önünü açmıştır. Literatüre bakıldığında günümüze kadar ısı pompası ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalardan bazıları aşağıda özetlenmiştir:

Chwieduk (1996), Polonya'da ısı pompaları için ısı kaynağı olarak kullanılacak yenilenebilir enerji kaynaklarını tespit eden bir çalışma yapmıştır. Kaynak olarak çevre havası, güneş, toprak, yer altı ve yüzey sularını incelemiştir. Araştırmasının sonucunda; büyük ölçekte ısı kapasiteli sistemler için yer altı suyu kaynaklı ısı pompalarının kullanımını, küçük ölçekteki ısı kapasiteli sistemler için ise yer kaynaklı ve güneş kaynaklı ısı pompası kullanılmasını tavsiye etmektedir.

Errera *et al.* (2014) çalışmasında, farklı kapasitelerdeki ısı pompası uygulamalarında yer altı U-tipi ısı değiştiricilerinin kullanılmasını ve bu tip ısı değiştiricilerin farklı kombinasyonlarla yapılan dizaynlarının sistem performansına etkisini araştırmıştır. Belirlenen üç tip tasarım yapısı sistematik olarak karşılaştırılmıştır. Bunlardan birincisi, eşit kapasiteli ısı pompalarından oluşan bir kurulumdur. İkincisinde, ısı pompaları çevrimlere eşit mesafede dağıtılarak kurulum gerçekteştirilmiştir. Üçüncüsü ise, farklı kapasitelerdeki birçok ısı pompasının bir tek uzun çevrime dağıtıldığı dizayndır. Sonuç olarak, üçüncü dizayn türünün diğerlerine göre daha verimli olduğu görölmüştür.

Kore'de, Han Nehri Çevre Araştırma Merkezinde bulunan bir sondaj kuyusunda yapılan çalışmada, Park *et al.* (2015) açma kapama test yöntemini kullanarak kuyunun ısıl dağılımını ölçmüştür. Kuyuda ki su akışının, ısıl dağılımı etkilediği gözlemlenmiş ve yüksek debide pompalama yapılan yer altı suyu kaynaklı ısı pompası uygulamalarında, ısıl dağılımın sistem tasarımı için önemli bir faktör olduğu ortaya çıkmıştır.

Jalaluddin and Miyara (2015) çalışmalarında, Toprak Kaynaklı Isı Pompası (TKIP) sisteminde kullanılan spiral borulu ısı değiştiricilerin ısıl performans ve basınç kayıplarını incelemiştir. 0,05 m kademeli spiral borulamada; U-tipi düz borulu uygulamalara kıyaslandığında, ısı alışveriş oranının laminar akışta % 69,2, türbölanslı akışta ise % 34,9 arttığı gözlemlenmiştir.

Portekiz'de bulunan bir hizmet binasında TKIP ile yapılan deneysel çalışmada, yüksek verimde ortam iklimlendirilmesi yapılmıştır. Isı pompasının ısıtma kapasitesi 63,5 kW, soğutma kapasitesi ise 70,4 kW'tır. Toprak ısı değiştiricileri, 125 m derinliğinde 7 adet kuyuya yerleştirilmiştir. Isıtma suyu rejimi 40-35 °C, soğutma suyu rejimi ise 10-15 °C'dür. Isıtma sezonunda mevsimsel performans katsayısı 5,4, soğutma sezonunda ise mevsimsel performans katsayısı 6,6 olarak tespit edilmiştir (Carvalho *et al.*, 2015).

Haiwen *et al.* (2010) çalışmalarında, deniz suyu kaynaklı ısı pompası ile konvansiyonel kazan dairesi ısıtma sistemlerini karşılaştırmıştır. Doğalgaz yanma verimi % 60 olduğu varsayılarak deniz suyu derinliklerine göre ısı pompası sisteminin kritik performans katsayısını (COP) hesaplamışlardır. Bununla birlikte ısı pompası sistemleri doğru araştırma ve tasarım olmadığı sürece enerji tasarrufu sağlamayacağı belirtilmiştir. Deniz suyunun yüksek sıcaklıklı bölgelerini bulmak, deniz suyu pompalama gücünü en aza indirmek, suyun çekilme ve enjeksiyon noktalarını birbirinden uzak tutulması gibi kriterlere dikkat edildiğinde, sistemde enerji tasarrufu sağlanmış olacağı tespit edilmiştir.

Lazzarin (2012) yaptığı çalışmada çift kaynaklı ısı pompalarını ele almıştır. İki başlık altında yapılan çalışmada; ilk olarak güneş destekli hava kaynaklı ısı pompaları, ikinci olarak ise güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompaları incelenmiştir. Birinci başlık altında yapılan çalışmada elde edilen maksimum COP değeri 4,0 olmuştur. İkinci başlık altında yapılan çalışmada ise maksimum COP değeri 4,1 bulunmuştur. Çalışma sonucunda, ılıman iklim bölgelerinde çift kaynaklı ısı pompası uygulamalarının tek kaynaklı ısı pompalarına göre daha avantajlı olduğu görülmüştür.

Girard *et al.* (2015), güneş kolektörlerini kullanarak TKIP uygulamalarında yüksek performans elde etmek için fizibilite çalışması yapmıştır. Yeni bir simülasyon aracı kullanarak, güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompalarına güneş kolektörlerinin etkisinin analizi yapılmıştır. Toplam COP değeri güney ve kuzey yerleşim bölgelerine göre, güneş destekli TKIP sistemlerinde 4,4 ile 5,8 arası, TKIP sistemlerinde ise 4,3 ile 5,1 arasında değişmekte olduğu sonucuna varılmıştır. Sonuçlar güneş kolektörlerinin sistem performansına bir hayli etkisi olduğunu göstermektedir. Güneş destekli TKIP sistemlerinin geri ödeme süreleri ise 8,5 ile 23 yıl arasında değiştiği belirtilmiştir.

Zhao *et al.* (2003) geliştirdikleri bilgisayar programı ile örnek bir yer altı suyu kaynaklı ısı pompası (YASKIP) tasarımının optimizasyonunu yapmışlardır.

Kullanılan optimizasyon modeli ile ana işletme parametreleri ve bileşenleri, yer altı suyunun farklı sıcaklık ve derinliklerine göre optimize edilmiştir. Örnek olarak kullanılan binanın ısıtma yükü 400 kW, soğutma yükü ise 340 kW'tır. 4 adet YASKIP; kış mevsiminde 45-50 °C ısıtma suyu, yaz mevsiminde ise 12-7 °C soğutma suyu temin etmektedir. Her biri 100 m olan 4 adet kuyu kullanılmıştır. Soğutucu akışkan olarak ise R22 gazı kullanılmıştır. Optimizasyon sonucunda COP değeri; ısıtmada 5,3'den 7,3'e, soğutmada ise 3,9'dan 4,7'ye yükselmiştir.

Çin'in Xiangtan kentinde yapılan bir çalışmada, bölge ısıtma ve soğutması için kullanılan açık sistem göl suyu kaynaklı ısı pompası sisteminin performans analizi yapılmıştır. Ayrıca sistemin çalışma süresince göldeki sıcaklık dağılımının simülasyonu yapılmıştır. Çalışma sonuçları göstermiştir ki; sistemin COP değeri, hava kaynaklı ısı pompalarına göre soğutma sezonunda 0,7 – 0,85, ısıtma sezonunda ise 0,46 daha fazladır. Sistemin ekonomik analizi yapıldığında ise, hava kaynaklı ısı pompası sistemine göre geri ödeme süresi 5,6 yıl bulunmuştur. Bu ise yatırımcı için kabul edilebilir bir değerdir. (Chen *et al.*, 2006).

Szreder (2014), müstakil bir ev için kurulan toprak TKIP sisteminin ısı performansını inceleyen deneysel bir çalışma yapmıştır. Binanın ısıtma yükü yaklaşık 8,8 kW olarak belirlenmiştir. Deneysel çalışmada, 3 farklı değişken durum için ısı pompasının ısıtma kapasitesi ölçülmüştür. Birinci durum, evin 75 m² alana sahip zemin katın ısıtılması; ikinci durum, toplamda 140 m² alana sahip zemin ve birinci katın ısıtılması; üçüncü durum, 250 L sıcak su tankında 45 °C sıcak kullanım suyu teminidir. Soğutucu akışkan olarak R407C kullanılan ısı pompası sisteminin ısıtma performansı 8,4 kW ile 9,2 kW arasında değişken olduğu tespit edilmiştir. Sistemde kullanılan kompresörü çalıştırmak için inverter kullanılmış fakat kayda değer ekonomik bir getirisi olmadığı görülmüştür.

Amerika'daki bir araştırma binasında, sudan suya TKIP ile kullanım suyu ısıtma sisteminin ekserji ve enerji analizleri yapılmıştır. 12 ay ölçüm yapılan çalışmada, 5,3 kW gücündeki ısı pompası ile günde 49 °C sıcaklığında 227 L su tedariki yapılmıştır.

Sudan suya TKIP'nın minimum COP değeri 2,69 olarak Ocak ayında ölçülmüştür. Bu ayda toprak kaynaklı ısı değiştiricisine giren su sıcaklığı 7,42 °C'dür. Maksimum COP değeri ise 3,57 olarak Temmuz ayında ölçülmüştür. Bu ayda ki toprak ısı değiştiricisine giren su sıcaklığı ise 28,03 °C'dür. Sonuç olarak TKIP sistemlerinin, evsel kullanım için su ısıtılmasını pratik hale getirdiği görülmüştür (Ally *et al.*, 2015).

Sun *et al.* (2015) yaptıkları çalışmada, kurulu iki adet TKIP sisteminin gerçek performansını, Yapay Sinir Ağları (YSA) ve Uyarlamalı Sinirsel Bulanık Denetim Sistemi (USBDS) modellemesi ile buldukları COP değerleri ile karşılaştırmışlardır. Sınırlanan parametreler doğrultusunda ANN ve ANFIS ile yapılan modellemede, ısı pompasının ve tüm sistemin COP değerlerinin tahmini başarılı olmuştur.

Çin'in Wuhan eyaletinde bir apartman binasında yapılan çalışmada, uygulanan YASKIP sisteminin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. 2000 yılı içinde 20 adet YASKIP uygulaması yapılan Wuhan'da, yer altı suyu sıcaklığı 18-22 °C'dür. Deney yapılan binanın ısıtma ve soğutma zirve yükleri sırasıyla 2950 kW ve 3687 kW'tır. Yer altı suyu kullanımı için açılan 8 adet kuyunun her biri 47 m derinliğinde ve 500 mm çapındadır. Haziran 2007'den, Şubat 2008'e kadar yapılan ölçümlerde ısıtma mevsiminde ekserji verimi 0,50, soğutma mevsiminde ise 0,19 olarak hesaplanmıştır. Isı pompasının COP değerleri 4,1 (soğutma) ve 4,57 (ısıtma)'dir. Toplam sistem COP değerleri ise 2,68 (soğutma) ve 3,1 (ısıtma)'dir. Kondenser ve Evaporatörün, diğer sistem elemanları ile karşılaştırıldığında en düşük verime sahip oldukları görülmüştür. Sonuç olarak, YASKIP sisteminin hava kaynaklı ısı pompalarından daha verimli olduğu görülmüştür (Fei and Pingfang, 2012).

Wang *et al.* (2015) yaptıkları çalışmada, 69 000 m² çevrili alan içinde ki 4 adet apartman binasının ısıtılıp soğutulduğu YASKIP sisteminin ölçüm ve değerlendirmesini yapmışlardır. 92 günlük kış mevsimi boyunca ölçülen enerji tüketimi 2 346 000 kWh olmuştur. Isıtma işleminin elektrik maliyeti 1 809 919 Yuan'dır. 152 günlük yaz mevsimi boyunca ölçülen enerji tüketimi ise 434 500 kWh

olmuştur. Soğutma işleminin elektrik maliyeti ise 361 842 Yuan'dır. Isıtma mevsiminde elde edilen ortalama COP değeri 2,33'tür. Soğutma mevsiminde ki elde edilen ortalama COP değeri ise 2,65'tir. Geleneksel klima cihazları ile kıyaslandığında, YASKIP sisteminin daha düşük işletme maliyetine sahip olduğu ve yıllık işletme maliyetinde 21.39% tasarruf sağladığı belirlenmiştir.

Benli (2012) çalışmasında, Elazığ ilinde kurulu model bir cam serayı ısıtan, dikey ve yatay uygulamalı TKIP sistemlerinin ısıtma performanslarını karşılaştırmıştır. Yapılan deneysel çalışmada, 30 m² cam sera ısıtma alanı olarak kullanılmıştır. Yerin 2 m derinliğinde yatay toprak ısı değiştiricileri ve 60 m derinliğinde ise dikey toprak ısı değiştiricileri kullanılmıştır. Deneysel verilere göre; dikey TKIP'nın COP değeri 3,2 – 3,8 arasında, yatay TKIP'nın COP değeri ise 3,1 – 3,6 arasında bulunmuştur. Toplam sistem COP değerleri ise dikey ve yatay TKIP sistemlerinde sırasıyla 2,9 – 3,5 ve 2,7 – 3,3 aralığındadır. Yıl boyunca yapılan toprak sıcaklık ölçümlerine göre, toprağın 2 m derinliği ile 60 m derinliği arasındaki ortalama toprak sıcaklık farkı 1,01 °C'dür. Sonuç olarak, bölgede sera ısıtılması amaçlı TKIP sistemlerinin kullanılabilir olduğu görülmüştür.

Özsolak (2011) yaptığı çalışmada, Elazığ şartlarında toprak ve güneş kaynaklı ısı pompası sistemlerinin karşılaştırmasını yapmıştır. TKIP sisteminde toprak ısı değiştiricilerini Slinky modeli ile tasarlamış ve toprağın 2 m derinliğinde dikey ve yatay uygulamalarını yaparak verimliliklerini karşılaştırmıştır. 12 m² deney alanının ısıtılıp soğutulması için tasarlanan sistem aynı zamanda güneş kaynaklı olarak da kullanılmıştır. Sistemin COP değerleri ise; dikey Slinky uygulamasında 2,34, yatay Slinky uygulamasında ise 2,88 olarak hesaplanmıştır. Ekserji analizi sonucunda dikey Slinky uygulamasının ekserji verimi % 43, yatay Slinky uygulamasının ekserji verimi ise % 44 olarak bulunmuştur. Dikey ve yatay Slinky uygulamalarının verimlerinin karşılaştırıldığı çalışmada, yatay Slinky uygulamalarının daha verimli olduğu sonucuna varılmıştır.

Balta (2005) çalışmasında, jeotermal kaynaklı ısı pompalarının radyatörlü sistemlere entegresini prototip bir ısı pompası deney seti ile ele almıştır. Sistemde soğutucu akışkan olarak R134a gazı kullanılmıştır. Sistemin 25 dakika içinde kararlı rejime girdiği görülmüş ve COP değeri 2,55 bulunmuştur.

Kural (2012) yaptığı teorik çalışmada, TKIP sistemi ile merkezi klima ve doğalgazlı sistemlerin, örnek bir çalışma mahalli üzerinden ilk yatırım ve yıllık işletme maliyetlerini karşılaştırmıştır. Malatya ilindeki bir binaya göre hesaplanan ve toplam ısıtma yükü 810 kW olan üç ayrı sistemin maliyet analizine göre, TKIP sisteminin en ekonomik sistem olduğu görülmüştür. Sistemin teorik COP değeri 3,76 bulunmuştur. Yapılan karşılaştırma sonucunda; TKIP sisteminin merkezi klima sistemine göre amortisman süresi 5 ay, doğalgazlı sisteme göre ise 16 ay daha kısa olduğu bulunmuştur.

Aksu (2010) yaptığı deneysel çalışmada, Balıkesir ilindeki bir göletin ısı kaynağı olarak kullanıldığı, açık sistem yer-su kaynaklı ısı pompasının performansını incelemiştir. Sistem sudan havaya olarak çalışmaktadır. 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 yapıp sonuçlar karşılaştırılmıştır. En yüksek ısıtma COP değeri 3,15 olarak 2 m/s hava hızında ve 500 l/h su debisinde ölçülmüştür. Sonuç olarak, hava hızının ve su debisinin artmasıyla sistemin ısıtma performans katsayısının arttığı görülmüştür.

Pekin'de yapılan bir çalışmada, bir apartman binasının YASKIP sistemi ile iklimlendirilmesi yapılmıştır. İklimlendirilen alan yaklaşık 70 000 m²'dir. Gerekli ısının çekilmesi için 170 m derinliğinde 200 mm çapında dört adet kuyu açılmıştır. Kuyu suyunun sıcaklığı ise 12-14 °C'dür. 2 yıl boyunca yapılan ölçümlerde günlük elektrik tüketimleri hesaplanmış ve sistemin ekonomik analizi yapılmıştır. Yapılan analiz sonucunda, YASKIP sisteminin konvansiyonel merkezi klima sistemlerine göre daha ekonomik olduğu tespit edilmiştir. (Chen *et al.*, 2005).

Ozgener ve Hepbasli (2007) çalışmalarında; deneysel olarak güneş enerjisi destekli TKIP sistemlerinin, teorik olarak ise dikey uygulamalı TKIP sistemlerinin enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Çalışma, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitü Laboratuvarında yapılmış olup mahallin ısı yükü 7 kW olarak belirlenmiştir. Yapılan deneysel çalışmada 1 kW ısıtma kapasitesi için 12,59 m sondaj derinliği olması gerektiği hesaplanmıştır. Isı pompasının ve sistemin COP değerleri sırasıyla 3,64 ve 3,43 bulunmuştur. Sistemin ekserji verimi ise 86,13 % bulunmuştur. Yapılan teorik çalışmaya göre ise 1 m sondaj derinliği için 28,40 W enerji çekilebileceği hesaplanmıştır. Isı pompasının ve sistemin COP değerleri sırasıyla 3,12 ve 2,72 bulunmuştur. Sistemin ekserji verimi ise 86,7 % bulunmuştur. Çalışma sonucunda, TKIP sistemlerinin tasarımı ve simülasyonu için örnek bir model oluşturulması amaçlanmıştır.

Karabacak vd. (2011) çalışmalarında, TKIP sisteminin soğutma performansını Denizli ilinde deneysel olarak incelemiştir. 225 m U-tipi toprak altı ısı değiştiricisi kullanılan sistemin soğutma kapasitesi 10,4 kW'tır. Soğutucu akışkan olarak R-407C gazı kullanılmıştır. Yapılan ölçümler sonucunda, ısı pompasının ve sistemin COP değerleri sırasıyla 3,1-4,8 ve 2,1-3,1 aralığında bulunmuştur. Toprağın ısıl iletkenliği ise sondaj derinliğine göre 0.55-2.24 W/m°C aralığında bulunmuştur. Çalışmada, sondaj masraflarının daha düşük olacağından dolayı TKIP sistemlerinde, dikey ısı değiştiricisi kullanılmasının tercih edilmesi gerektiği sonucuna varılmıştır.

Bakirci (2010) çalışmasında, soğuk iklim bölgesi olan Erzurum'da uygulanan TKIP sisteminin performansını incelemiştir. Yapılan deneysel çalışmada 2 adet 53 m derinliğinde dikey yer altı ısı değiştiricisi kullanılmıştır. 8 kW ısıtma gücünde olan sistemde R134A soğutucu akışkanı kullanılmıştır. Isıtma mevsiminde yapılan deney sonuçlarına göre, ısı pompasının ve sistemin yıllık ortalama COP değerleri sırasıyla 3,1 ve 2,7 bulunmuştur. Sonuç olarak, TKIP sisteminin Erzurum ilinde konut ısıtılmasında kullanılabilir olduğu görülmüştür.

Hepbasli (2007) yaptığı çalışmada, güneş destekli TKIP sisteminin ekserjik modelleme ve değerlendirmesini yapmıştır. Modellemenin yapıldığı sistem, sudan suya ısı pompası olup, sistemde 2 adet 90 m derinliğinde U-tipi toprak ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Sıcak kullanım suyu temini için kullanılan güneş panellerinin yüzey alanı 12 m²'dir. Isıtma kapasitesi 15,8 kW olan sistemin ısıttığı alan ise 154 m²'dir. TKIP ünitesinin ekserji verimi 72,33 %, güneş enerji kaynaklı kullanım suyu sisteminin ekserji verimi 14,53 %, sistemin toplam ekserji verimi ise 44,06 % bulunmuştur. Çalışma sonucunda, daha verimli sistem tasarımı yapılabilmesi için ekserji ve ekonomik analizin birlikte yapılması gerektiği belirlenmiştir.

Bu çalışmada, Erzincan ilinde 80 m² taban alanına sahip örnek bir mekân, YASKIP sistemi ile ısıtılmıştır. 80 m derinliğinde sondaj ve enjeksiyon kuyusu kullanılan uygulamada, ısı kaynağı açık sistem olarak tasarlanmıştır. Kondenserden atılan ısı, ortama fan-coil cihazları ile taşınmıştır. Deneysel çalışmada; evaporatör su debisinin, kondenser su debisinin ve fan-coil hava debilerinin belirli değerlerde sabit tutularak oluşturulduğu 9 farklı koşulda ölçümler alınmıştır. Deneysel olarak incelenen bu sistemin enerji ve performans analizi yapılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELER

2.1. Isı Pompasının Tanımı ve Sınıflandırılması

Isı pompaları, ısıyı düşük sıcaklıktaki bir ortamdan alıp, yüksek sıcaklıktaki diğerinden bağımsız başka bir ortama aktaran makinelerdir. Isının iki ortam arasındaki taşınım yönü değiştirilebilir olduğundan, ısı pompaları hem soğutma hem ısıtma uygulamalarında kullanılabilen sistemlerdir. Günümüzde çoğu uygulamalarda ısıtma için ayrı soğutma için ise ayrı sistemler kullanılmakta, bu ise ilk yatırım maliyetlerini artırmaktadır. Isı pompaları ise tek sistemle her iki işlemi yapabilen makinelerdir. Aynı zamanda ısı pompalarının, diğer ısıtma ve soğutma sistemleri ile karşılaştırıldığında, işletim maliyeti daha ucuz olabilmektedir.

Isı pompalarını, genel olarak sınıflandıracak olursak üç ana başlık altında toplayabiliriz (Kaygusuz, 1992):

- 1) Termodinamik çevrimlerine göre ısı pompaları
- 2) İşletme çevrimlerine göre ısı pompaları
- 3) Isı kaynaklarına göre ısı pompaları

2.1.1. Termodinamik çevrimlerine göre ısı pompaları

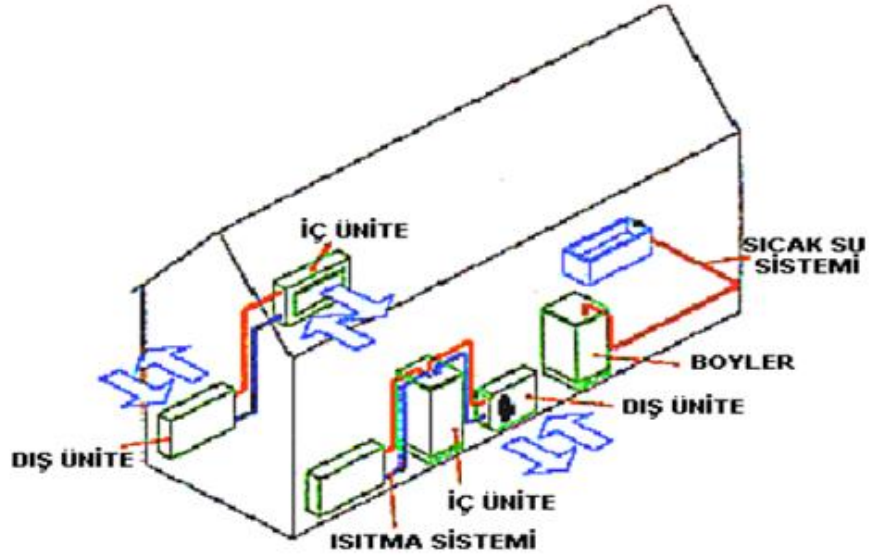
- 1) Buhar sıkıştırırmalı ısı pompası
- 2) Adsorbsiyonlu ısı pompası
- 3) Gaz çevrimli ısı pompası
- 4) Jet buhar püskürtmeli ısı pompası
- 5) Stirling çevrimli ısı pompası
- 6) Adsorbsiyonlu ısı pompası

- 7) Resorbsiyonlu ısı pompası
- 8) Rankine/buhar sıkıştırımlı ısı pompası
- 9) Termoelektrik ısı pompası (Yamankaradeniz vd., 2013).

Evsel ve endüstriyel ısı pompası uygulamalarında en çok kullanılan buhar sıkıştırımlı ısı pompalarıdır. Bu aşamadan sonra buhar sıkıştırımlı ısı pompaları esas alınarak açıklamalar ve tanımlamalar yapılacaktır.

2.1.2. İşletme çevrimlerine göre ısı pompaları

1. *Hava - hava ısı pompaları:* Sistemin ısı kaynağı hava olup, soğutucu akışkanı evaporatörde hava ile buharlaştıran; aynı zamanda sistemin ısı kuyusu da hava olup, soğutucu akışkanın ısısının kondenserde havaya iletildiği ısı pompası sistemleridir.



Şekil 2.1. Hava - hava ısı pompası sistemi

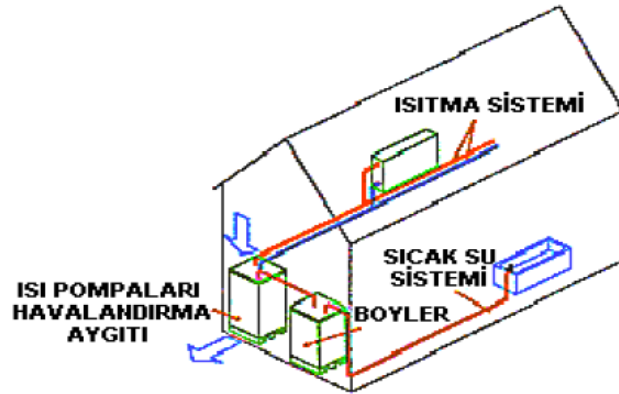
Bu sistem, ülkemizde en yaygın olarak kullanılan ve klima olarak bildiğimiz ısı pompası sistemidir. İlk yatırım maliyetinin düşük olması ve kurulumunun basit olması gibi avantajlarından dolayı tercih edilmektedir. Bunun yanı sıra hava, her yerde ulaşımı kolay bir ısı kaynağıdır. Su kaynaklı ısı pompalarında suyun temini ve

atılması gibi sorunlar ortaya çıkarken, hava kaynaklı ısı pompalarında böyle bir sorun yoktur. Hava, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı serpantinlerinde korozyona sebep olmayan temiz bir kaynaktır. Bunların yanı sıra hava - hava ısı pompalarının bazı dezavantajları da vardır. Örneğin, ısı kaynağı ile ısı kuyusu arasındaki sıcaklık farkı fazla olduğunda ısı pompasının verimi düşük olduğundan, hava kaynaklı ısı pompaları soğuk havalarda ısıtma verimi düşük sistemlerdir. Ayrıca hava sıcaklığı sıfırın altına düştüğü durumlarda, buharlaştırıcıda buzlanmaları önlemek için defrost sistemi kullanmak gerekir.

2. *Su - hava ısı pompaları:* Bu sistemin çalışma prensibi ise; ısı kaynağındaki ısının buharlaştırıcıya su vasıtasıyla iletilmesi ve ısı kuyusuna ısının yoğunlaştırıcıdan hava vasıtasıyla atılmasıdır.

Isı kaynağı olarak su kullanılan sistemlerde, su sıcaklığı havaya göre fazla değişken olmadığından kararlı bir yapıya sahiptir. Özellikle hava sıcaklık farkı yüksek olan bölgelerde kullanılması mantıklı olmaktadır (Akbıyık, 1999).

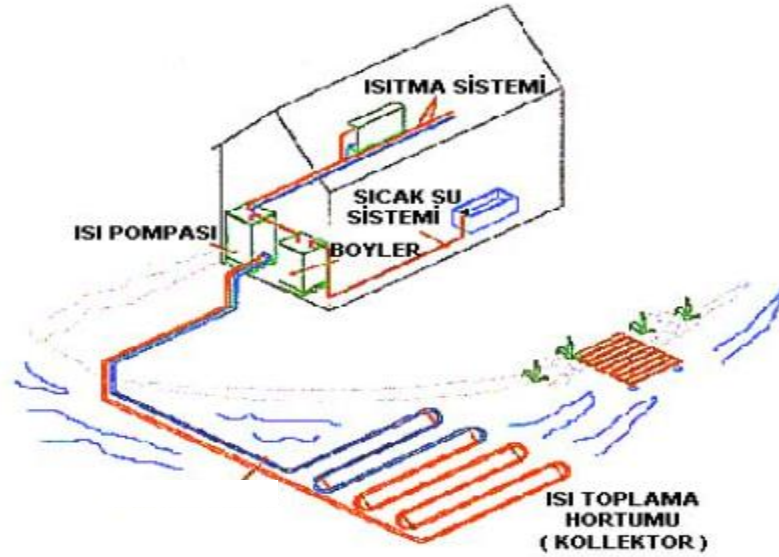
3. *Hava-su ısı pompaları:* Isı kaynağındaki ısının hava vasıtasıyla buharlaştırıcıya taşınması ve ısı kuyusuna ısının yoğunlaştırıcıdan su vasıtasıyla atılması şeklinde çalışan ısı pompası sistemleridir.



Şekil 2.2. Hava - su ısı pompası sistemi

Bu sistemde hava ısı kaynağı olduğundan performans değeri, düşük sıcaklıktaki ortamlarda çalışan diğer hava kaynaklı ısı pompaları gibi verimsiz olmaktadır. Yalnız büyük ısı yükü olan binaların iklimlendirilmesinde, yoğunlaştırıcı boyutu küçük olması için sulu eşanjör kullanılması mantıklı olur ve binanın farklı bölgelerinde farklı sıcaklıkta uygulamalar yapmak için ideal bir sistemdir. (Akbıyık, 1999).

4. *Su-su ısı pompaları:* Hem buharlaştırıcıda hem de yoğunlaştırıcıda, soğutucu akışkanla ısı kaynağı veya ısı kuyusunun arasındaki ısı iletiminin suyla sağlandığı ısı pompası sistemleridir.



Şekil 2.3. Su - su ısı pompası sistemi

Mekân iklimlendirilmesinde kullanılan bu sistemler genelde, sadece ısıtma yapılacağı zaman radyatörlerle, hem ısıtma hem de soğutma yapılacağı zaman ise fan-coil cihazlarıyla entegreli çalışmaktadır. Bu sistemle çalışan ısı pompaları, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcıları hava kaynaklı ısı pompalarına göre daha küçük boyutlarda olacağı için daha az yer kaplamaktadırlar.

2.1.3. Isı kaynaklarına göre ısı pompaları

Isı pompaları birçok ısı kaynağından faydalanabilir. Fakat bunları dört ana başlıkta toplayacak olursak; hava, su, toprak ve güneş olarak sınıflandırabiliriz. Kullanılan ısı kaynaklarının rezervi, ulaşılabilirliği, maliyeti, sıcaklığının değişkenliği, temizliği gibi etmenler ısı pompasının verimini etkilemektedir. Bu dört ısı kaynağından hava ve su, birincil ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Fakat toprak ve güneşin genel olarak ısı enerjileri ara akışkan kullanılarak soğutucu akışkana iletilebilmektedir.

2.1.3.1. Hava kaynaklı ısı pompaları

Hava; daima kolay ulaşılabilir, rezerv problemi olmayan, maliyetsiz, temiz bir ısı kaynağı olduğundan hava kaynaklı ısı pompalarının kullanımı çok yaygındır. Ayrıca ilk yatırım maliyetleri de diğer ısı pompalarına göre daha düşüktür. Split klima olarak bilenen, evlerde ve işyerlerinde yaygın olarak kullanılan iklimlendirme araçları, hava kaynaklı ısı pompalarına en güzel örnektir.

Hava kaynaklı ısı pompalarında, havanın değişken sıcaklığa sahip olması en önemli dezavantajlardan birisidir. Bunun için ısı pompası tasarımının çok iyi yapılması gerekir. Isı kaynağı ile ısı kuyusu arasındaki sıcaklık farkı arttıkça ısı pompasının verimi düşeceğinden, bu durum hava kaynaklı ısı pompalarının verimini olumsuz yönde etkilemektedir. Özellikle soğuk iklim bölgelerinde, hava kaynaklı ısı pompaları ile ısıtma tek başına verimsiz ve yetersiz olacaktır. Tek başına hava kaynaklı ısı pompası ile ısıtma yapmak verimli olmayacağından, hava kaynaklı ısı pompalarını takviye ısıtma sistemleri ile birlikte kullanmak gerekmektedir.

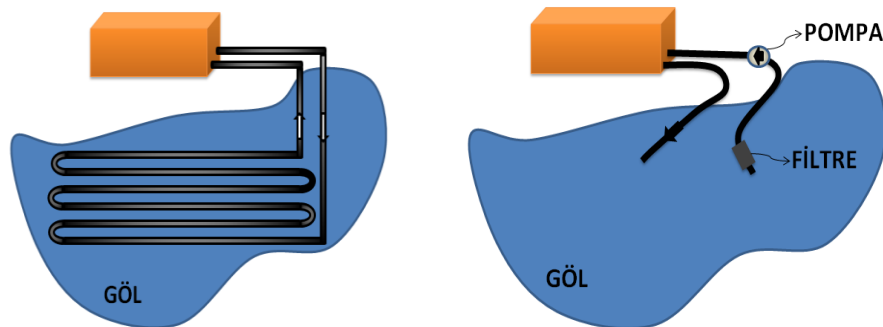
Hava kaynaklı ısı pompalarında bir diğer dezavantaj ise, dış hava sıcaklığının sıfırın altına düştüğü zamanlarda buharlaştırıcı yüzeyinde buzlanma problemi olmasıdır. Yapılan araştırmalara göre buharlaştırıcı yüzeyinde biriken buz tabakası, 9,8 - 14,6 kg/m² seviyesine kadar ısı transferini artırırken bu aşamadan sonra ısı pompasının performansını düşürmektedir (Yamankaradeniz vd., 2013).

2.1.3.2. Su kaynaklı ısı pompaları

Deniz, akarsu, göl, yer altı suları, jeotermal sular, şebeke suları, atık sular gibi birçok su kaynağı, ısı pompaları için birer enerji kaynağı olabilmektedir. Bu su kaynaklarını yer altı ve yer üstü suyu kaynakları olarak sınıflandırabiliriz.

1. Yer üstü suyu kaynaklı ısı pompaları: Deniz, göl, akarsu gibi su kaynaklarını ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompalarıdır. Yer üstü suları havaya göre daha az sıcaklık değişkenliğine sahiptir. Fakat yer altı suları kadar sıcaklık açısından kararlılığa sahip değildir. Ülkemizde genellikle yer üstü sularının sıcaklığı sıfırın altına düşmez. Bu da yer üstü suyu kaynaklarını ısı kaynağı olarak kullanma imkânı sunar. Bununla birlikte denizlerde 25-30 m derinliklerde sıcaklık 8 °C civarındadır. Bu da gösteriyor ki, denizler de ısı pompası için ısı kaynağı olarak kullanılabilir (Kılıç, 2006).

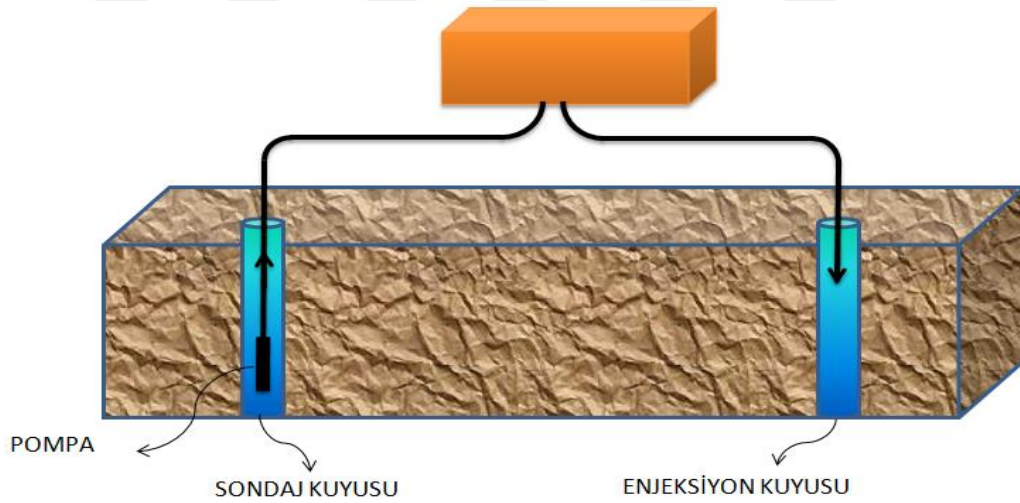
Şekil 2.4’de görüldüğü gibi yer üstü suyu kaynaklı ısı pompaları, açık sistem ve kapalı sistem olarak tasarlanabilir. Açık sistem uygulamalarında suyun kalitesi önemlidir. Isı pompasının buharlaştırıcısında korozyon ve kirlenme sonucu performans kayıpları olabilmektedir. Bunun için suyu filtreleme işlemi yapmak gerekir. Kapalı sistemlerde ise, su kaynağına ısı değiştirici serpantinler gömülerek ısı transferi sağlanmaktadır. Kapalı sistem uygulamalarında ısı pompasının buharlaştırıcısı kirlilikten korunmuş olur. Fakat serpantinlere zamanla yosun vb. yabancı maddelerin tutunması ile performans kayıpları yaşanabilmektedir.



Şekil 2.4. Yer üstü suyu kaynaklı ısı pompaları

1. *Yer altı suyu kaynaklı ısı pompaları:* Yer altı suları mevsimlere ve günlere göre sıcaklık değişkenliği en az olan ısı kaynaklarından biridir. 10 m ve daha derinlerde kuyu sularının sıcaklık değişkenliği çok azdır. Bu ısı pompasının verimliliği açısından çok önemlidir (Kılıç, 2006).

Yer altı suyunun kalitesi ısı pompasının verimini etkilemektedir. Suyun mineral oranları gibi korozyona sebep olacak etkenlerin belirlenmesi için suyun kalite testi yapılması gerekir. Diğer yandan yer altı suyu uygun derinlikte ve miktarda olması gerekir. Kuyu suyunun statik seviyesi düştükçe pompalama gücü artacak ve dolayısıyla sistem performansı azalacaktır. Dezavantaj olabilecek diğer bir etken ise çekilen kuyu suyunun boşaltılmasıdır. Şekil 2.5’de görüldüğü gibi kullanılan yer altı suyu, enjeksiyon kuyusu ile tekrar yer altına gönderilir veya farklı amaçlarla kullanmak üzere tahliye edilir.

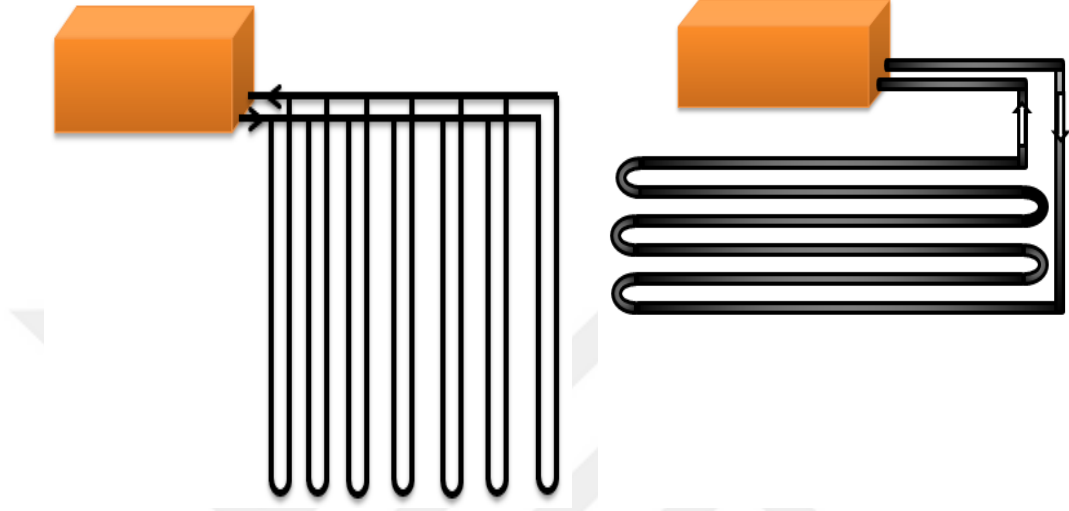


Şekil 2.5. Yer altı suyu kaynaklı ısı pompaları

2.1.3.3. Toprak kaynaklı ısı pompaları

Toprağa yerleştirilen ısı değiştiriciler vasıtası ile toprağı ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompalarıdır. Toprak, havadan sonra en ulaşılabilir ısı kaynağıdır. Toprak kaynaklı ısı pompası uygulamalarında tasarım çok önemlidir. Topraktan ısının soğurulması için ısı değiştiricilerinin toprak ile teması çok iyi sağlanmalıdır.

Şekil 2.6’da görüldüğü gibi, genel olarak ısı değiştirci serpantinler dikey ve yatay olarak iki tarzda uygulanmaktadır.



Şekil 2.6. Toprak kaynaklı ısı pompaları

Dikey serpantin uygulamalarında, genellikle 40-150 m derinliğinde sondaj kuyularına ısı değiştircilerin gömülmesi ile ısı kaynağından faydalanılır (Ünlü, 2005).

Yatay serpantin uygulamalarında ise, ısı değiştirciler toprağın 0,9-1,8 m derinliklerine gömülürler. Isı değiştircilerin aralarındaki mesafe ise 0,3-0,6 m aralığında olabilir. Bu tarz uygulamalar, eğer uygulama için yeterli alan varsa daha çok tercih edilmektedir. Çünkü dikey serpantin uygulamaları için yapılan sondaj işlemleri daha maliyetli olmaktadır (Miles and Smith, 1993).

2.1.3.4. Güneş kaynaklı ısı pompaları

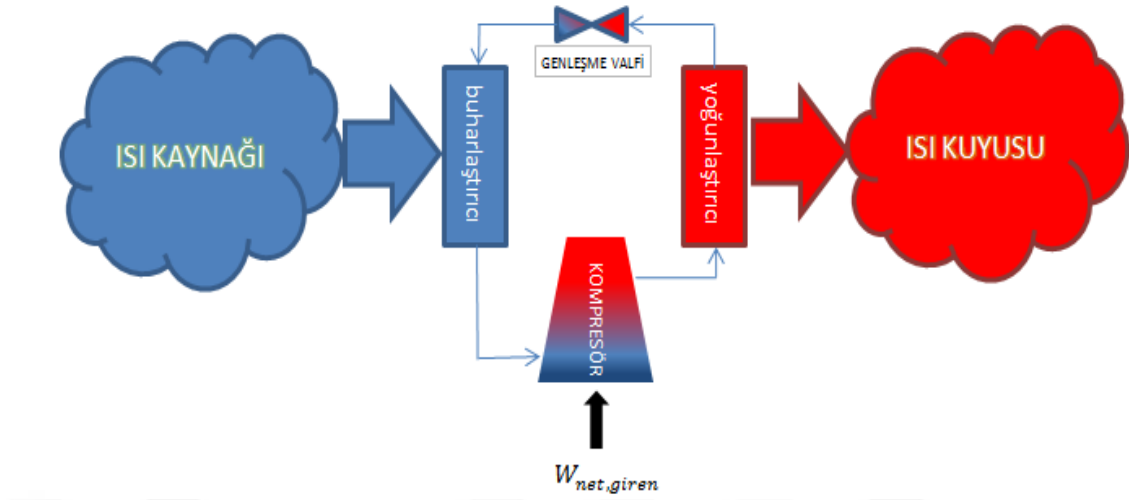
Güneş enerjisi ısı pompalarında doğrudan veya dolaylı şekilde ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Güneş enerjisi kolektörleri, ısı pompasının buharlaştırıcısı görevi görüyorsa bu doğrudan kullanımdır. Eğer güneş enerjisi kolektörleri ile su veya su buharı ısıtılarak ısı pompasının buharlaştırıcısı enerji alıyorsa, güneş enerjisi

dolaylı olarak kullanılmış olur. Güneş enerjisinin dolaylı kullanımlarında; güneş kolektörleri, sıcak su deposu ve ısı pompası sistemin ana unsurlarını oluşturur (Yamankaradeniz vd., 2013).

2.2. Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompalarının Çalışma Prensibi

Isı pompasının çalışma sisteminde, ana hatlarıyla üç akışkan devresi vardır. Bunlardan birincisi, ısı kaynağı ile buharlaştırıcı arasında olan akışkan devresidir. Bu devre açık sistem olabildiği gibi kapalı sistem de olabilir. Birincil devre düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısının buharlaştırıcıya taşınmasını sağlar. İkinci akışkan devre ise ısı kuyusu ile yoğunlaştırıcı arasında çalışır. Yoğunlaştırıcıdan alınan ısının ısı kuyusuna, yani ısıtılmak istenen mekâna aktarılmasını sağlar. İkincil devre de kullanılan akışkana göre hem açık hem de kapalı devre olabilir. Üçüncü akışkan devresi ise ısı pompasının asıl görevini gerçekleştirdiği soğutucu akışkan devresidir. Bu devre, “Carnot çevrimi” olarak bilinen çalışma prensibinin ters çalıştırılması ile görev yapar.

Dört ana elemandan oluşan soğutucu akışkan devresinde ilk olarak; ısı kaynağından taşınan ısı ile soğutucu akışkan, buharlaştırıcıda buharlaşır ve kompresöre iletilir. İkinci aşamada; buharlaşmış soğutucu akışkan, kompresör ile basınçlı kızgın buhar halinde yoğunlaştırıcıya iletilir. Burada kızgın buhar, yoğunlaşarak ısısını ikincil devreye aktarır. Üçüncü aşamada, sıvılaştıran soğutucu akışkan genişleme valfine iletilir. Dördüncü aşamada ise soğutucu akışkanın, genişleme valfinda basıncı düşürülerek buharlaşmaya başlaması ve tekrar buharlaştırıcıya iletilmesi ile tamamen buharlaşması sağlanır. Böylelikle döngü tamamlanmış olur. Bu işlemin tekrarlanması ile ısının düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama taşınması sağlanmış olur.



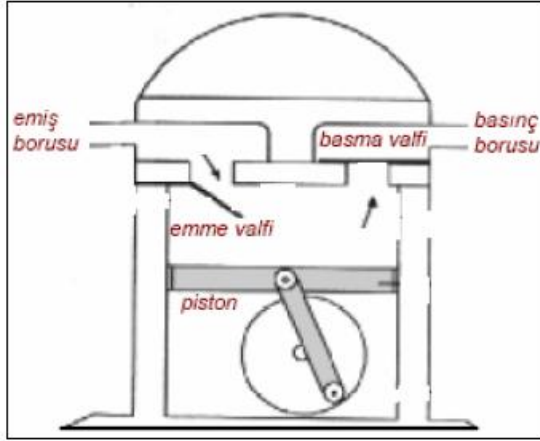
Şekil 2.7. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının çalışma prensibi

2.3. Isı Pompasının Temel Elemanları

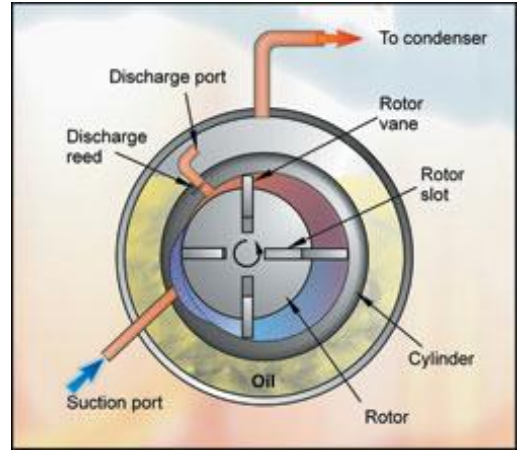
2.3.1. Kompresörler

Isı pompasının en temel elemanı sayılabilecek olan kompresör; buharlaştırıcıdan gelen buhar fazındaki ve düşük basıncındaki soğutucu akışkanı, yoğunlaşma basıncına ulaşıncaya kadar sıkıştırma görevi görür. Çalışma prensiplerine göre başlıca kompresör çeşitleri şunlardır:

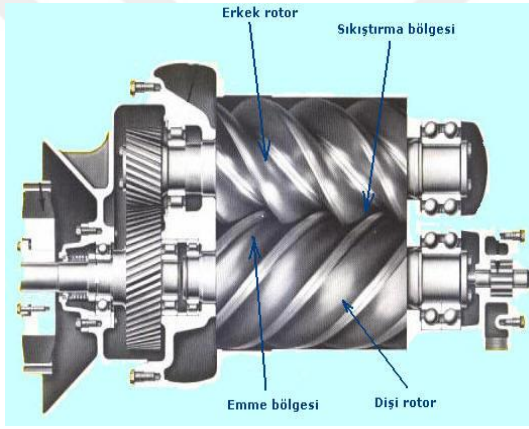
- 1) Pistonlu kompresörler
- 2) Rotatif kompresörler
- 3) Vidalı kompresörler
- 4) Santrifüj kompresörler
- 5) Scroll kompresörler (Yamankaradeniz vd., 2013).



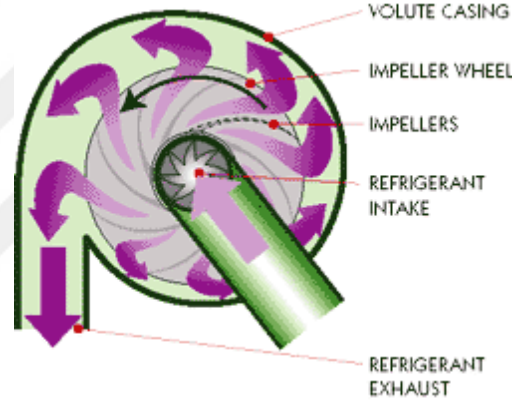
a) Pistonlu kompresör



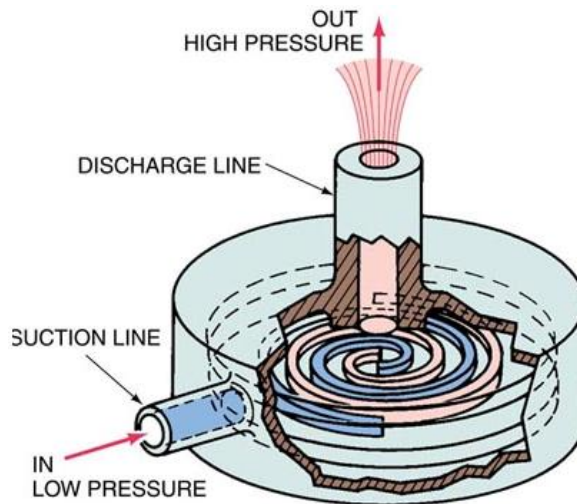
b) Rotatif kompresör



c) Vidalı kompresör



d) Santrifüj kompresör



e) Scroll kompresör

Şekil 2.8. Kompresör çeşitleri (Bulut, 2010).

2.3.2. Yoğuşturucular

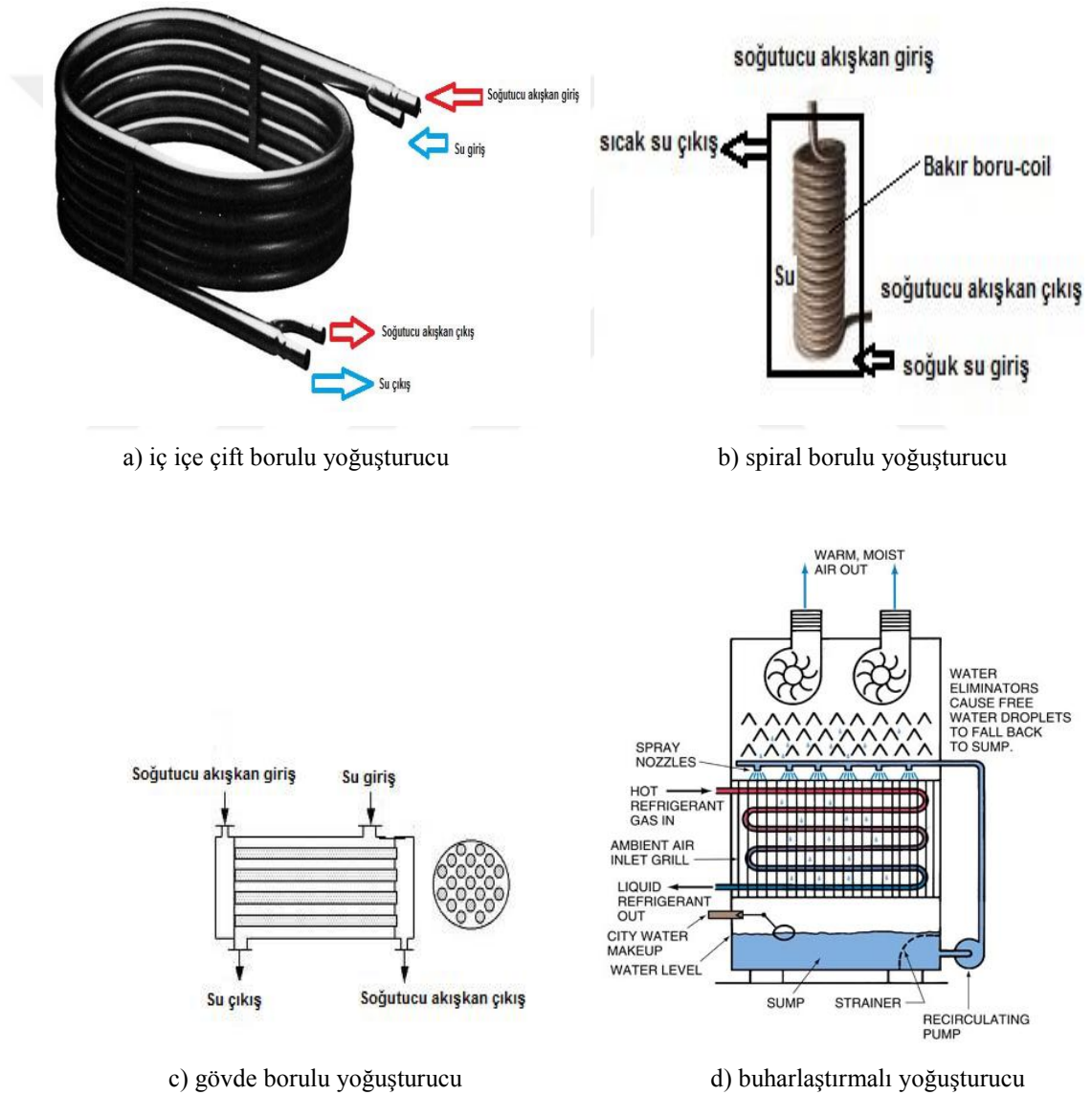
Isı pompalarının, soğutucu akışkandan ısı kuyusuna ısı aktarıldığı, temel elemanlarından birisidir. Kompresör vasıtasıyla oluşturulan kızgın ve basınçlı buhar, yoğuşturucuda soğutulurak sıvı faza geçer. Böylelikle soğutucu akışkanın hal değiştirme ısısı, ısıtılacak ortama aktarılmış olur. Yoğuşturucunun soğutulması hava, su veya bu iki unsurun karışımı ile yapılabilmektedir.

Hava soğutmalı yoğuşturucular, Şekil 2.9’da gösterildiği gibi genelde kanatlı borulu olarak üretilirler. Bakır boruların içinden soğutucu akışkan, dışından ise fan yardımıyla hava geçirilir. Hava soğutmalı yoğuşturucular genellikle 750 W kapasitesine kadar olan sistemlerde kullanılır. Çünkü soğutma yükü arttıkça ısı değiştiricisinin yüzey alanı da artacağından, büyük soğutma yükü olan sistemler için çok geniş yüzey alanına sahip yoğuşturucular gerekecektir (Yamankaradeniz vd., 2013).



Şekil 2.9. Hava soğutmalı yoğuşturucu (Bulut, 2010)

Su soğutmalı yoğuşturucular, genelde daha büyük soğutma yükü olan sistemlerde kullanılır. Suyun ısı transfer katsayısı havaya göre oldukça büyük olduğu için su soğutmalı yoğuşturucular, hava soğutmalı yoğuşturuculara göre daha az yer kaplarlar. Şekil 2.10'da gösterildiği gibi su soğutmalı yoğuşturucuları; iç içe çift borulu yoğuşturucular, spiral borulu yoğuşturucular, gövde borulu yoğuşturucular, buharlaştırmalı yoğuşturucular olarak gruplandırabiliriz.



Şekil 2.10. Su soğutmalı yoğuşturucu tipleri (Bulut, 2010).

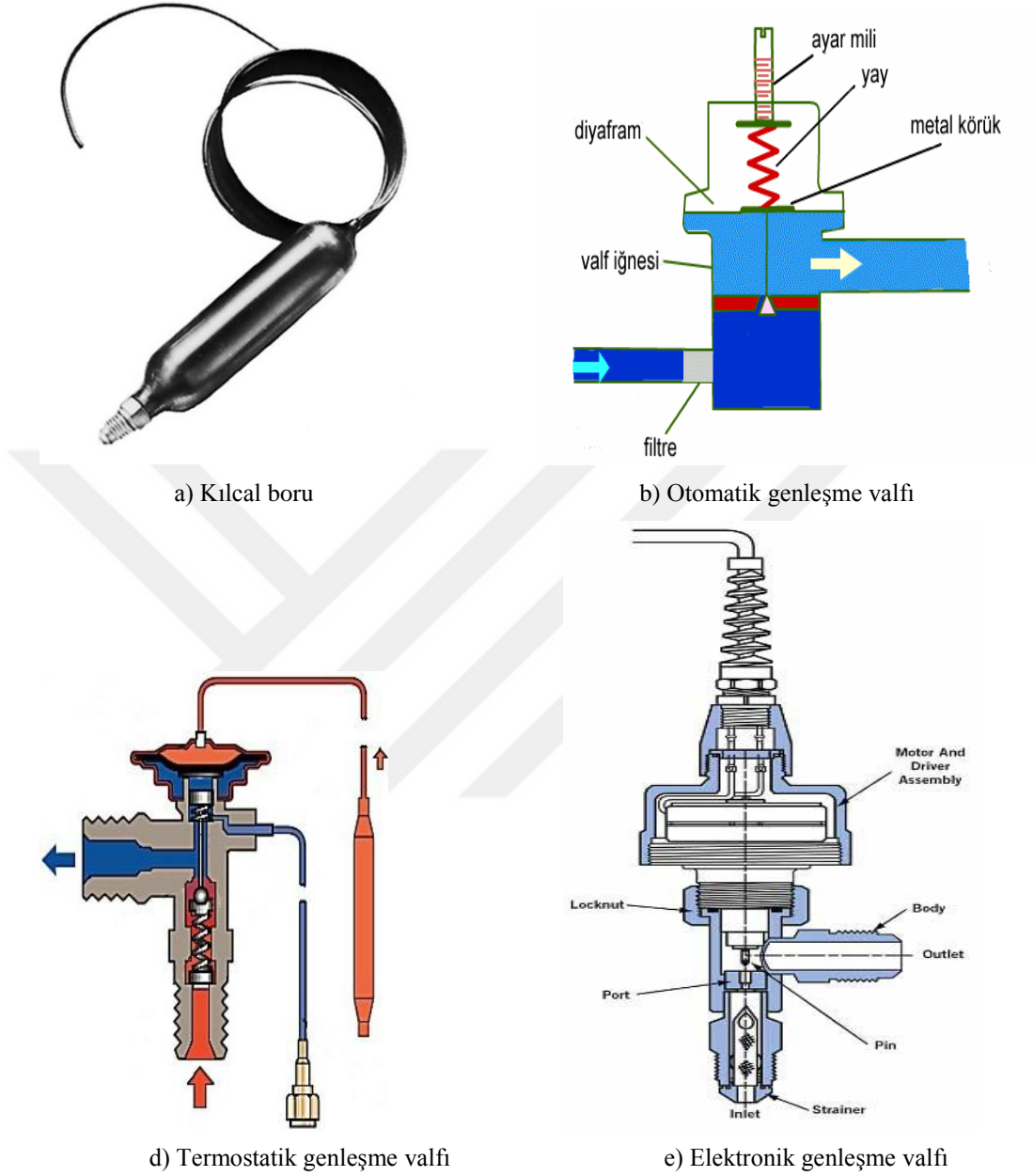
2.3.3. Buharlaştırıcılar

Buharlaştırıcılar, ısı kaynağı ile soğutucu akışkanın arasındaki ısı transferini sağlayarak soğutucu akışkanı buharlaştıran elemanlardır. Genelde buharlaştırıcılar ısı iletkenliği yüksek olan demir, elik, pirinç, bakır veya alüminyum gibi malzemelerden üretilirler. Isı pompalarında yoğuşturucular ve buharlaştırıcılar genelde yapı olarak aynıdırlar. Yalnız sistemdeki görevleri itibari ile fark oluştururlar. Daha önce belirtilen yoğuşturucu tipleri buharlaştırıcılar içinde geçerlidir. Isı pompasının buharlaştırıcısı farklı yoğuşturucusu da farklı bir tipte olabilir.

Sistemin alışma sürecinde, buharlaştırıcı yüzeyinde biriken kirli tabaka sistemin performansını azaltabilmektedir. Hava soğutmalı buharlaştırıcıların dış yüzeylerinde birikebilen toz, buz; su soğutmalı buharlaştırıcıların dış yüzeylerinde tortu, yosun; soğutucu akışkanın geçtiği i yüzeylerde ise yağ filmi veya tortu birikmesi önemli ısı iletkenliği düşürerek dirençler meydana getirir (Güven, 2002).

2.3.4. Genleşme valfları

Yoğuşturucudan çıkan yüksek basınçlı sıvı fazdaki soğutucu akışkanı, buharlaşma basıncına düşürerek buharlaştırıcıda buharlaşmaya başlamasına hazır hale getiren sistem elemanıdır. Buharlaşma basıncı; soğutulan kaynağın, buharlaştırıcıdan geçişindeki sıcaklığına ve debisine göre değişebildiği için, genleşme valfi da ayarlanabilir olmalıdır. Buzdolabı gibi buharlaşma basıncı pek değişmeyen küçük sistemlerde, genellikle genleşme valfi görevini gören kılcal (kapılar) borular kullanılır. Bunun haricinde Şekil 2.11'de gösterildiği gibi genel olarak kullanılan otomatik, termostatik ve elektronik genleşme valfları vardır.



Şekil 2.11. Genleşme valfi çeşitleri (Bulut, 2010).

2.4. Soğutucu Akışkanlar

Isı pompalarında kullanılan soğutucu akışkanlar; ısının, ısı kaynağından ısı kuyusuna aktarılmasını sağlayan ara unsurlardır. Soğutucu akışkanların buharlaşma ve yoğunlaşma hal değişim ısılarından yararlanarak bu işlem gerçekleştirilir. Bu sebeple

soğutucu akışkanların buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıkları ve basınçları gibi birçok özelliği sistemin çalışmasında oldukça etkilidir.

Soğutucu akışkanlarda, ısı performanslarının haricinde birçok özelliğinin de bulunması beklenir. Kullanım şartlarındaki kimyasal kararlılık, soğutucu akışkan için en önemli karakteristiktir. Emniyet kriterleri, birçok uygulama için zehirsiz, yanmaz soğutucu akışkanların kullanımını şart koşabilmektedir. Fiyat, kolay bulunabilme, kompresör yağları ve soğutma tesisatındaki malzemeler ile uyumlu olması gibi bazı özellikler de soğutucu akışkanların aranan özellikleri arasındadır.

Soğutma çevriminde kullanılan soğutucu akışkanın sistem içindeki karakteristiği önemli olduğu kadar, sistem kaçakları durumunda çevreye etkileri de önemlidir. CFC (cholorofluorocarbon) olarak bilinen halojenli bileşenler, çok kararlı olmaları sebebiyle senelerce atmosferde kalıp stratosfer tabakası içine yayılmaktadır. CFC molekülleri (örneğin R11 ve R12 soğutucu akışkanları) sadece karbon ile halojen klorin, florin ve/veya bromin içerir. Atmosferin üst kısımlarına ulaştığında, soğutucu akışkan molekülleri parçalanarak, ozon tabakasına zarar veren klorini açığa çıkarır. Atmosferin alt tabakalarında ise bu moleküller, yeryüzünün ısınmasına sebep olan, kızıl ötesi ışınları yutar. CFC moleküllerindeki bir veya daha fazla halojen yerine bir hidrojen atomunun konulması ile HCFC (hydrocholorofluorocarbon) bileşenleri oluşur. Bu bileşendeki hidrojenin varlığı, bunların atmosferdeki ömrünü ve çevreye olan zararlarını büyük ölçüde azaltmaktadır (Yamankaradeniz vd., 2013).

Uluslararası Montreal Protokolü vasıtasıyla, klor ve brom içeren soğutucu akışkanların da içerisinde bulunduğu ozon tabakasına etki eden bileşenlerin üretimi kontrol altına alınmıştır. CFC tipi (R11, R12, R113 ve R114 gibi) soğutucu akışkanların üretimi 01.01.1996 tarihinde tamamen durdurulmuştur. HCFC tipi soğutucu akışkanlardan R22 üretimi, 01.01.1996 tarihli üretim seviyesinde sabit tutulmuştur. Bu akışkanın üretimi, 01.01.2020 tarihinde %0.5 seviyelerine indirilecektir ve 01.01.2030 tarihinde de bütünüyle durdurulması öngörülmüştür (Yamankaradeniz vd., 2013).

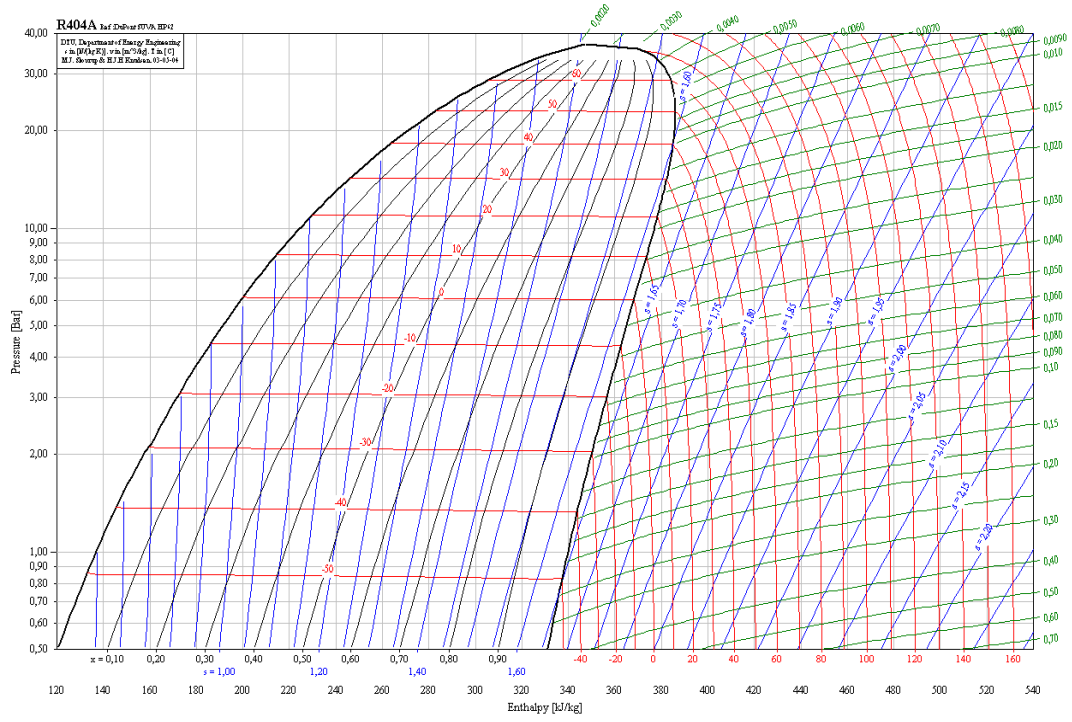
Soğutucu akışkanlarda aranan özellikleri sıralayacak olursak;

- 1) Soğutucu akışkanın buharlaşma basıncı ve buharlaşma gizli ısı yüksek, yoğunlaşma basıncı düşük olmalıdır.
- 2) Az enerji harcayarak daha çok soğutma elde edilebilmelidir.
- 3) Viskozitesi ve yüzey gerilimi düşük olmalıdır.
- 4) Emniyetli ve güvenilir olmalıdır.
- 5) Yağlama yağları ile ve soğutma devresindeki elemanlar ile zararlı sonuçlar doğuracak reaksiyonlara girmemelidir.
- 6) Soğutma devresinde bulunmaması gereken rutubet ile beraber bulunması halinde bile zararlı reaksiyonlar meydana getirmemelidir.
- 7) Ucuz ve temini kolay olmalıdır.
- 8) Sistemde gaz kaçağı olması durumunda, tespiti kolay olmalı, bununla birlikte zehirleyici ve patlayıcı olmamalıdır.
- 9) Atmosfere ve ozon tabakasına zarar vermemelidir (Çomaklı vd., 2007).

Yukarıda sıralanan özelliklerin hepsini bünyesinde barındıran bir soğutucu akışkan elbette yoktur. Fakat son yıllarda, ısı pompası uygulamalarında R-404a, R-407c ve R-410a oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır (Yamankaradeniz vd., 2013).

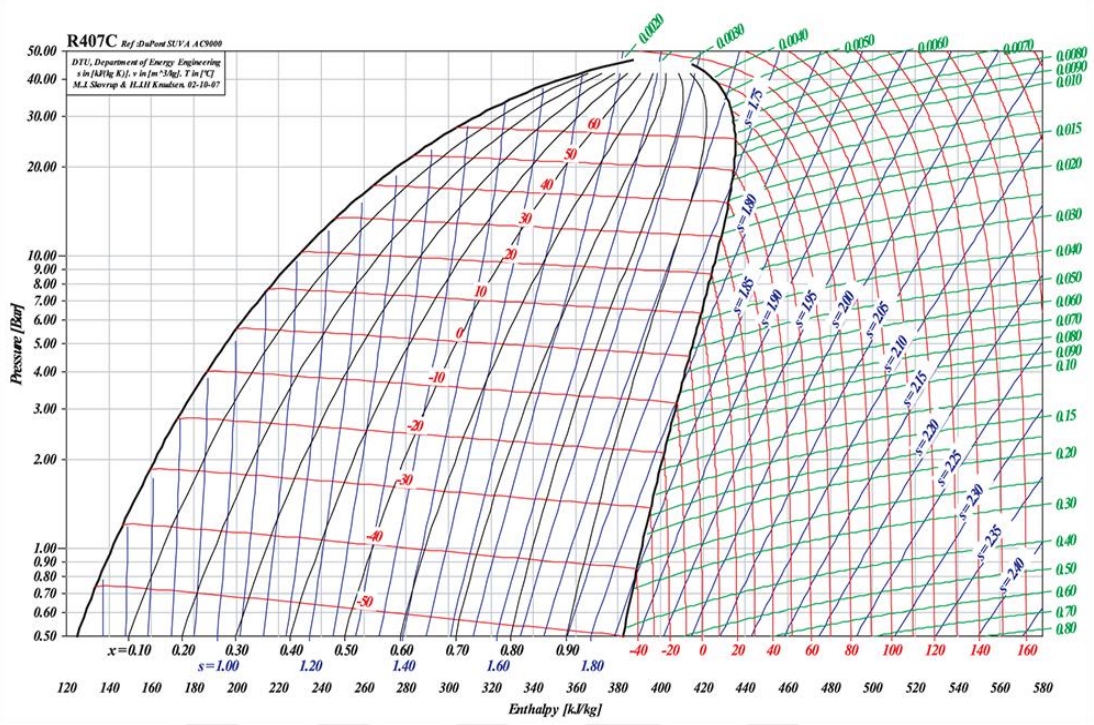
R-404a; R125, R134a ve R143a'dan oluşan (ağırlıkça sırasıyla %44/4/52 oranında) ve R502 için alternatif kabul edilen zeotropik bir karışımdır. HCFC içerdiği için

protokol gereği 2030 yılına kadar kullanılabilir olup uzun vadede bir alternatif olamamaktadır. Şekil 2.12’de R-404a akışkanının basınç-entalpi diyagramı gösterilmektedir.



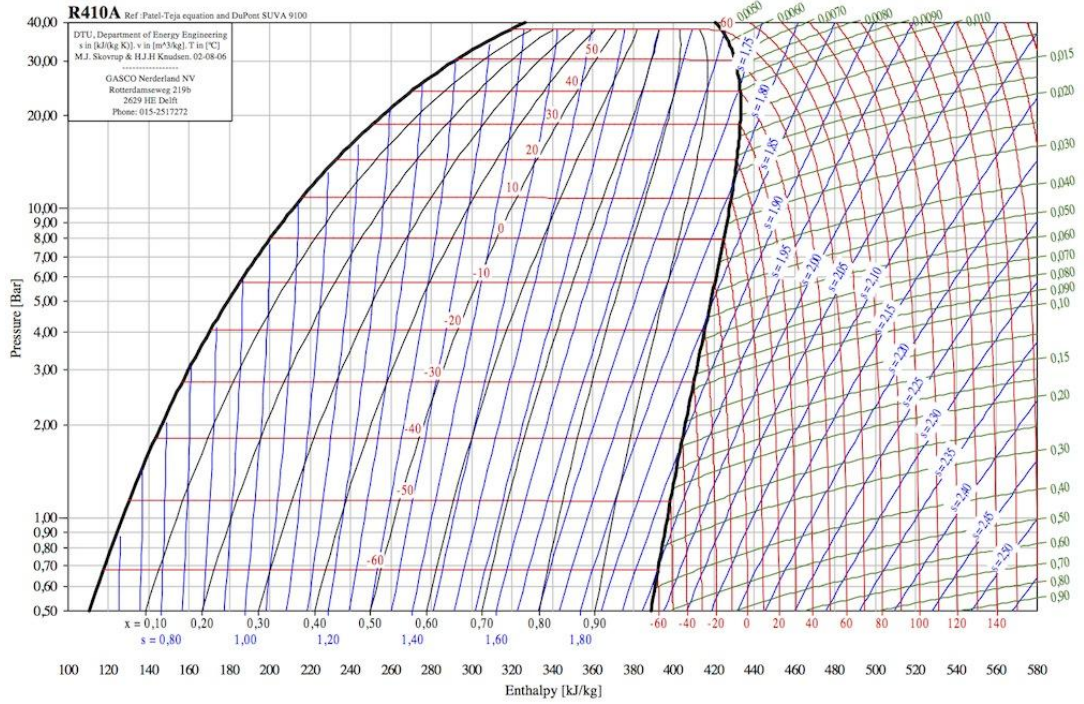
Şekil 2.12. R-404a akışkanının basınç-entalpi diyagramı (Suva, 2016).

R-407c; R32, R125 ve R143a'dan oluşan (ağırlıkça sırasıyla %23/25/52 oranında) ve R502 için alternatif kabul edilen zeotropik bir karışımdır. Şekil 2.13’de R-407c akışkanının basınç-entalpi diyagramı gösterilmektedir.



Şekil 2.13. R-407c akışkanının basınç-entalpi diyagramı (Suva, 2016).

R-410a; R32 ve R125'den oluşan (ağırlıkça %50 / 50 oranında) ve R22 için alternatif olarak kullanılan zeotropik bir karışımdır. Teorik termodinamik özellikleri R22 kadar iyi değildir. Ancak ısı transfer özelliği oldukça iyidir. R22 – R410A dönüşümünde sistemin yeniden tasarlanması gerekmektedir. Bu değişim yapıldığı takdirde sistem verimi R22'ye göre %5 daha iyi olmaktadır. Sera etkisinin yüksek olması en büyük dezavantajdır. Şekil 2.14'de R-410a akışkanının basınç-entalpi diyagramı gösterilmektedir (Yamankaradeniz vd., 2013).



Şekil 2.14. R-410a akışkanının basınç-entalpi diyagramı (Suva, 2016).

2.5. Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompasının Çevrim Analizi

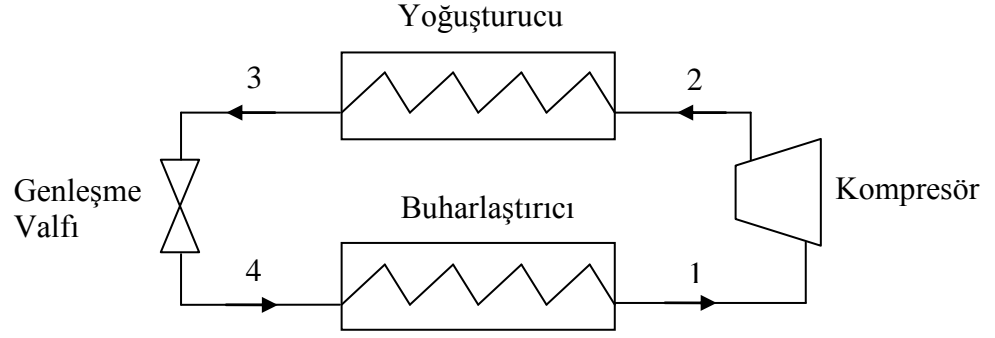
Isı pompaları çoğunlukla buhar sıkıştırılmalı çevrim prensibiyle çalışır. Şekil 2.15’de gösterilen ideal buhar sıkıştırılmalı ısı pompasının çevrim şeması, T-s ve P-h diyagramları göz önünde bulundurulduğunda;

1-2 aralığında, soğutucu akışkan, kompresör ile tersinir ve izentropik olarak sıkıştırılmaktadır.

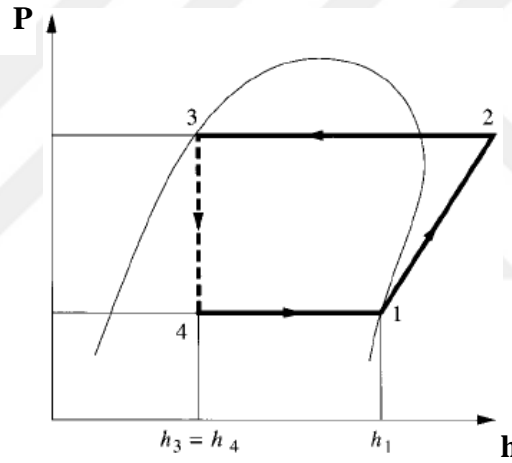
2-3 aralığında soğutucu akışkan, yoğuşturucuda tersinir ve sabit basınçta ısıyı ısı kuyusuna aktarmaktadır.

3-4 aralığında soğutucu akışkanın, genişleme valfında sabit entalpide basıncı düşürülmektedir.

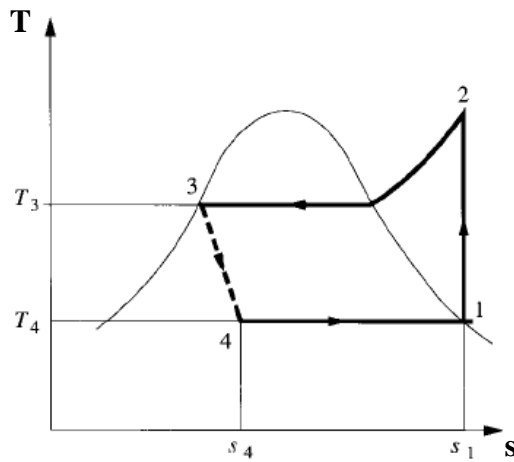
4-1 aralığında soğutucu akışkan, buharlaştırıcıda tersinir ve sabit basınçta ısı kaynağından ısı çekmektedir.



a) ideal buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının çevrim şeması



b) ideal buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının P-h diyagramı



c) ideal buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının T-s diyagramı

Şekil 2.15. İdeal buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının çevrim şeması, T-s ve P-h diyagramları

İdeal buhar sıkıştırma çevriminde 1 ve 2 noktaları arasında gerçekleşen izentropik sıkıştırma için kinetik enerji değişimleri göz ardı edilerek, kararlı akış enerji denklemi aşağıda gösterildiği gibi uygulanırsa, kompresöre giren iş, W_{giren} (kJ/kg) bulunur;

$$\begin{aligned} h_1 + 0 &= h_2 + W \\ -W &= h_2 - h_1 \\ W_{giren} &= h_2 - h_1 \end{aligned} \quad (2.1)$$

Aynı şekilde 2 ve 3 noktaları arasındaki yoğuşturucuda gerçekleşen birim kütle başına ısı geçişi, q_y (kJ/kg) aşağıda gösterildiği gibi bulunur;

$$\begin{aligned} h_2 + q_y &= h_3 + 0 \\ -q_y &= h_2 - h_3 \end{aligned} \quad (2.2)$$

Gerçekte olan ısı kayıpları ihmal edildiğinde, 3 ve 4 noktaları arasındaki genişleme valfinda entalpi değişimi olmaz.

$$\begin{aligned} h_3 + 0 &= h_4 + 0 \\ h_3 &= h_4 \end{aligned} \quad (2.3)$$

Yoğuşturucuda olduğu gibi, 4 ve 1 noktaları arasındaki buharlaştırıcıda gerçekleşen birim kütle başına ısı geçişi, q_b (kJ/kg) aşağıda gösterildiği gibi bulunur;

$$\begin{aligned} h_1 + q_b &= h_4 + 0 \\ -q_b &= h_1 - h_4 \end{aligned} \quad (2.4)$$

Isı pompalarında, ısıtma yükünün sisteme verilen işe oranı olarak tanımlanan ısıtma performans katsayısı ($COP_{ısıtma}$); aynı şekilde soğutma yükünün sisteme verilen işe

oranı olarak tanımlanan soğutma performans katsayısı ($COP_{soğutma}$) aşağıda gösterildiği gibi yazılabilir;

$$COP_{ısıtma} = \frac{q_b}{W_{giren}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.5)$$

$$COP_{soğutma} = \frac{q_y}{W_{giren}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.6)$$



3. MATERYAL ve YÖNTEM

Erzincan ilinde deneysel olarak gerçekleştirilen ‘‘Yer Altı Suyu Kaynaklı Isı Pompası İle ˆrnek Mekân Isıtılması’’ alışması; Erzincan Kamu Hastaneleri Birliği yerleşkesinde bulunan 80 m² taban alanına sahip tek katlı bir binada yapılmıştır. Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de gˆsterilen çalışma binasının enlem ve boylam koordinatları 39.7485026, 39.4812366 olarak belirlenmiştir.



Şekil 3.1. Isıtma yapılan binanın gˆney-doğu cephesinin gˆrˆnˆmˆ



Şekil 3.2. Isıtma yapılan binanın kuzey cephesinin görünümü

3.1. Çalışma Binasının Isı Yüğü

Isı pompası sisteminin tasarımı yapılırken ilk aşama, ısıtılacak mahallin toplam ısı yükünü hesaplamak olacaktır. Çalışma binasının eni 8 m, boyu 10 m ve yüksekliği ise 2,8 m olup, tek odadan ibaret bir yapıdır.

Herhangi bir mahallin ısı kaybı hesaplanırken, binanın yapı elemanlarında gerçekleşen taşınım ısı kaybı (Q_t) ve bu yapı elemanları arasından sızan havanın sebep olduğu ısı kaybı (Q_s) dikkate alınır (Doğan, 2002). Toplam ısı kaybı (Q_h), bu iki değerin toplamı ile bulunur.

$$Q_h = Q_t + Q_s \quad (3.1)$$

Taşınım ısı kaybının hesaplanması

Taşınım ısı kaybı (Q_t) hesaplanırken, yapının bütün bileşenlerinde oluşan ısı kayıpları (q_n) toplanarak, artırısız toplam ısı kaybı (Q_0) bulunur. Daha sonra bu

ifadelere “Eş. 3.3” de gösterildiği gibi yüzdeler artırılır. Yüzdeler artırılır (Z) ise; işletme artırımı (Z_d), kat yüksekliği artırımı (Z_w) ve yön artırımının (Z_h) toplamından oluşmaktadır (T.M.M.O.B., 1992).

$$Q_t = Q_0 \cdot Z \quad (3.2)$$

$$Q_0 = \sum Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + \dots + Q_n \quad (3.3)$$

$$Z = 1 + Z_d (\%) + Z_w (\%) + Z_h (\%) \quad (3.4)$$

Yapı bileşenlerinde oluşan ısı kayıpları (Q) hesaplanırken “Eş. 3.5” de gösterilen eşitlik kullanılacaktır. Bu eşitlikteki Q, gerçekleşen ısı kaybını (W); A, toplam yüzey alanını (m²); U, toplam ısı transfer katsayısını (W/m²K); ΔT, iç ve dış ortam sıcaklık farkını (°C) belirtmektedir.

$$Q = A \cdot U \cdot \Delta T \quad (3.5)$$

Toplam ısı transfer katsayısı (U) “Eş. 3.6” kullanılarak hesaplanır. Bu eşitlikteki α_i, iç yüzeyin ısı taşınım direnci (m² K/W); α_d, dış yüzeyin ısı taşınım direnci (m² K/W); d_n, ilgili yapı bileşeninin kalınlığı (m); λ_n, ilgili yapı bileşeninin ısı iletim katsayısı (W/mK) olarak tanımlanmıştır (T.M.M.O.B., 1992).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_1} + \frac{d_3}{\lambda_1} + \frac{d_4}{\lambda_1} + \dots + \frac{d_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_d}} \quad (3.6)$$

Hava sızıntısı ile oluşan ısı kaybının hesaplanması

Yapı bileşenleri arasından sızan havanın sebep olduğu ısı kaybı (Q_s), “Eş. 3.7” ile hesaplanır. Bu eşitlikteki a , sızdırganlık katsayısını (m^3/h); l , pencere veya kapının açılan kısımlarının uzunluğunu (m); R , oda durum katsayısını; H , bina durum katsayısını (kJ/m^3K); ΔT , iç ve dış ortam sıcaklık farkını ($^{\circ}C$); Z_e , her iki dış duvarında pencere olan odalar için 1.2, diğer odalar için 1.0 alınan katsayıları belirtmektedir (T.M.M.O.B., 1992).

$$Q_s = (1/3,6) \cdot \sum a \cdot l \cdot R \cdot H \cdot \Delta T \cdot Z_e \quad (3.7)$$

Sızdırganlık katsayısı

Çalışma binasının kapı ve pencerelerinde oluşan sızdırganlık katsayısı (a), Tablo 3.1’deki değerlere göre 2,0 alınır.

Tablo 3.1. Kapı ve pencerelerin sızdırganlık katsayıları (T.M.M.O.B., 1992).

Malzeme	Pencere veya kapı şekli	a (m^3/h)
Ahşap Çerçeve	Tek Pencere	3,0
	Çift Camlı Pencere	2,0
	Çift Pencere	2,0
Plastik Çerçeve	Tek veya Çift Camlı Pencere	2,0
	Çift Pencere	1,5
Çelik veya Metal Çerçeve	Çift Camlı Pencere	1,5
	Çift Pencere	1,2
İç Kapılar	Eşiksiz Kapılar	40,0
	Eşikli Kapılar	15,0
Dış Kapılar Aynen Pencere Gibi Hesaplanır.		

Oda durum katsayısı

R katsayısı hava akımına oda durumunun gösterdiği direnci belirtir. Normal ebatta pencere ve kapıları olan odalar için $R = 0.9$, büyük pencereleri ve buna karşılık bir tek iç kapısı olan odalar için ise $R = 0.7$ alınır. Bu durumda çalışma binası için R değeri 0,9 alınmıştır.

Bina Durum Katsayısı

Çalışma binası normal bölgede, serbest durumda ve ayrık nizam olduğu için bina durum katsayısı (H) 2,43 alınmıştır.

Tablo 3.2. Bina durum katsayısı (T.M.M.O.B., 1992).

Bölgenin durumu	Binanın durumu	Bina durumu katsayısı (H)	
		Bitişik nizam	Ayrık nizam
Normal bölge	Mahfuz	1,00	1,42
	Serbest	1,72	2,43
	Çok serbest	2,51	3,52

Yukarıda belirtilen verilere göre çalışma binasının toplam ısı kaybı hesaplanarak Tablo 3.3'te belirtilmiştir.

Tablo 3.3. Çalışma binasının ısı kaybı hesabını gösteren çizelge

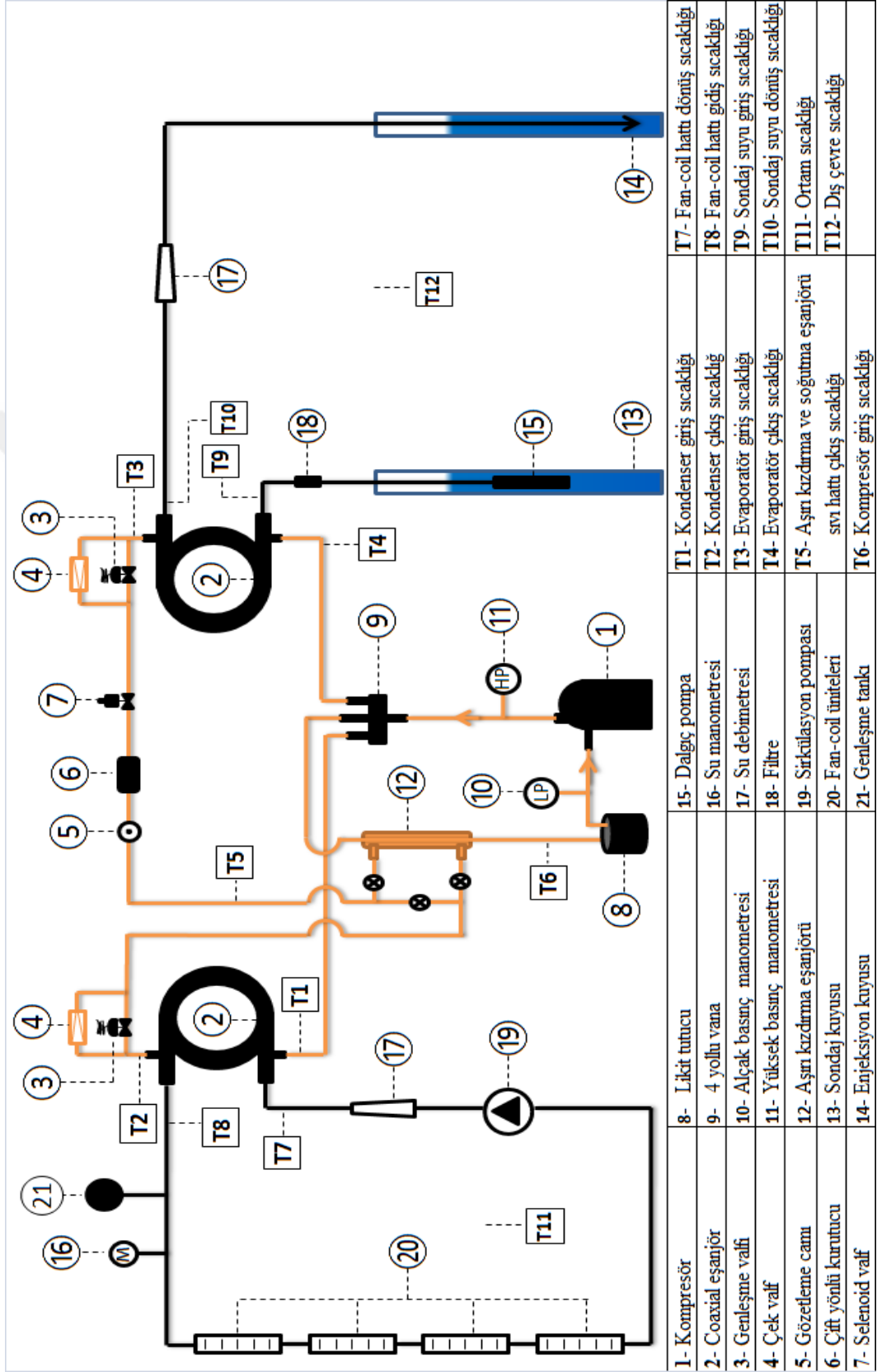
ISI KAYBI HESABI ÇİZELGESİ																
Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı				Artırımlar				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik-Genişlik	Toplam alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesap Edilen Alan	Isı İletim Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Artırımsız Isı Kaybı	İşletme	Kat Yüksekliği	Yön	Toplam	Toplam Isı Yüktü
					A_o		A	A	U	ΔT	Q_o	Z_d	Z_w	Z_d	Z	$Q_h=Q_t+Q_s$
		cm	m	m	m^2	Adet	m^2	m^2	$W/m^2.K$	K	W	%	%	%	1+%	W
ÇCP	G	-	0,5	1,2	0,6	2	-	0,6	2,6	43	134,16					
DD	G	21	8	2,8	22,4	1	1,2	21,2	1,03	43	938,95					
ÇCP	D		0,5	1,2	0,6	2	-	0,6	2,6	43	134,16					
DD	D	21	10	2,8	28	1	1,2	26,8	1,03	43	1187					
ÇCP	B		0,5	1,2	0,6	1	-	0,6	2,6	43	67,08					
DD	B	21	10	2,8	28	1	0,6	27,4	1,03	43	1213,5					
DD	K	21	8	2,8	22,4	1	-	22,4	1,03	43	992,1					
DK	D	8	2	0,9	1,8	1	-	1,8	1,6	43	123,84					
Zemin	-	30	8	10	80	1	-	80	0,6	43	2064					
Tavan	-	10	8	10	80	1	-	80	0,85	43	2924					
											9778,8	7	0	5	1,1	10952,26
$Q_s = (1/3,6) * (2,0 * 22,8 * 0,9 * 2,43 * 40 * 1,2)$																1429,43
$Q_h = \text{TOPLAM ISI KAYBI}$																12381,69

3.2. YASKIP Sisteminin Tasarımı

Toplam ısı yükü yaklaşık 12,4 kW olarak hesaplanan çalışma binasının ısıtılması için, YASKIP sistemi Şekil 3.3'te gösterildiği gibi tasarlanmıştır. Şekil 3.4'te ise YASKIP çalışma sisteminin şeması, sistem üzerindeki elemanlar ve sıcaklık ölçüm noktaları gösterilmiştir.



Şekil 3.3. YASKIP sisteminin genel görünümü



Şekil 3.4. YASKIP çalışma sisteminin şeması ve elemanları

YASKIP sistemini; genel olarak ısı pompası devresi, birincil devre, ikincil devre, ölçüm ve kontrol sistemi olmak üzere 4 ana başlıkta inceleyebiliriz. Bu bölümde, bütün sistemi oluşturan devrelerde kullanılan sistem elemanları ile ilgili bilgi verilecektir.

3.2.1. Isı pompası devre elemanları

3.2.1.1. Kompresör

Isı pompasında soğutucu akışkanın basınçlandırılması ve sirkülasyonu için, Şekil 3.5'te gösterildiği gibi, R410a gazı ile uygun çalışabilen 4 hp gücünde scroll tip kompresör kullanılmıştır. Son zamanlarda kullanımı gittikçe yaygınlaşan scroll kompresörler diğer kompresörlere göre daha verimli ve sessiz çalışmaktadırlar. Kompresörü tam hermetik, %100 emme gaz soğutmalı, kafesli indüksiyon motoru tahrik eder. Emme gaz soğutması, motoru sabit düşük sıcaklıkta tutarak ömrünü uzatır. Motor aynı zamanda, kompresör kapatıldığı zaman sıvı soğutucunun, emme hattı üzerinden kompresöre geçişine engel olur. Böylelikle sıvı soğutucu kompresörün gövdesinde kalır.



Şekil 3.5. 4 Hp gücünde scroll kompresör

Tablo 3.4. Kullanılan kompresör ile ilgili teknik özellikler

Kompresör tipi	Scroll
Çalışma rejimi	HBP (+7,2 °C/ +54,4 °C)
Kompresör gücü (Hp)	4
Elektrik beslemesi	380 V
Soğutucu akışkan	R410a
Soğutma kapasitesi (Watt)	13.360
Motor tipi	3 Faz
Süpürme hacmi (cm³/devir)	46
Frekans (Hz)	50-60
Emiş hattı boru çapı	3/4"
Basma hattı boru çapı	5/8"

3.2.1.2. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı

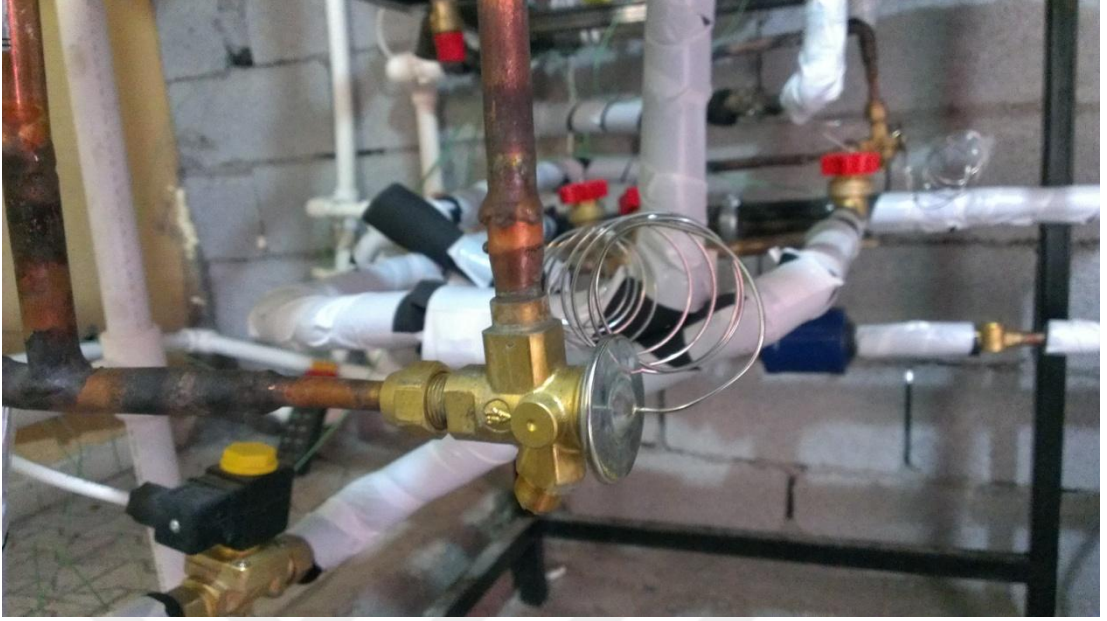
Kompresörde basınçlandırılan soğutucu akışkanın aktarıldığı yoğuşturucu için, 15 kW kapasitesinde iç içe borulu eş eksenli ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Su soğutmalı yoğuşturucuda, soğutucu akışkanın ısı fan-coil hattına aktarılır. Isı kaynağından alınan ısının soğutucu akışkana aktarılması amacıyla kullanılmak üzere, aynı tipte 12 kW kapasiteli iç içe borulu eş eksenli ısı değiştiricisi, buharlaştırıcı olarak kullanılmıştır.



Şekil 3.6. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı olarak kullanılan iç içe borulu eş eksenli ısı değiştirici

3.2.1.3. Genleşme valfi

Yoğunlaştırıcıdan çıkan yüksek basınçtaki ve buhar fazındaki soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya girerken buharlaşma basıncına düşürülmesi için termostatik genleşme valfi kullanılmıştır. Sistemin soğutma kapasitesi göz önünde bulundurulurken, genleşme valfinda 3 numaralı orifis kullanılmıştır. Genleşme valflerinin sıcaklık duyargaları buharlaştırıcının gaz çıkış noktasına bağlanarak, genleşme valflerinde gerçekleşecek olan basınç düşümü ayarlanmış olur. Isı pompası tesisatında kullanılan genleşme valfi Şekil 3.7’de gsterilmıştir.



Şekil 3.7. Isı pompası tesisatında kullanılan genişleme valfi

3.2.1.4. Yardımcı elemanlar

Gözetleme camı

Isı pompasındaki soğutucu akışkanın akışını ve seviyesini görmek, soğutucu akışkanın içerisinde bulunabilecek nemi kontrol etmek ve soğutucu akışkanın şarjı ile ilgili bilgi almak amacıyla gözetleme camı kullanılır (Yamankaradeniz vd., 2013).

Çift yönlü kurutucu

Soğutma sistemlerinde olduğu gibi ısı pompalarında da sistem arızalarının çoğunluğu soğutucu akışkana nem karışmasından kaynaklanmaktadır. Sisteme karışan nemin; genişleme valfinda donarak akışı engellemesi, metal korozyonu, kimyasal tepkimelere yol açması gibi birçok zarara yol açması söz konusudur (Yamankaradeniz vd., 2013). Bu sebeple sistemdeki nemi ve aynı zamanda oluşan asit, tortu benzeri pislikleri tutmak amacıyla ısı pompasının sıvı hattında kurutucu

filtre kullanılmıştır. Isı pompaları hem ısıtma hem de soğutma yaptığı için sistem çift taraflı çalışır. Bu yüzden çift yönlü kurutucu kullanılması gerekir.

4 yollu selenoid valf

Isı pompalarında soğutma ve ısıtma arasında geçiş yapmayı sağlayan elemandır. Soğutucu akışkanın çevrim yönünü değiştirerek çalışma mahallini, ısı kaynağı veya ısı kuyusu olarak belirler.

Çek valf

Çek valflar, içerisinden geçen sıvının veya gazın tek yönlü geçmesini sağlayan, zıt yönde geçişine izin vermeyen sistem elemanlarıdır. Isı pompasının ısıtma veya soğutma moduna geçişi sırasında, ısı eşanjörleri de buharlaştırıcı veya yoğunlaştırıcı olarak görev değiştireceklerdir. Bu durumda buharlaştırıcı görevi gören eşanjör yoğunlaştırıcı durumuna geçtiğinde, genleşme valfi çek valf vasıtasıyla by-pass edilir.

Aşırı kızdırma ve soğutma eşanjörü

Aşırı kızdırma ve soğutma eşanjörleri; soğutma devresindeki emiş ve sıvı hatlarının, i içe geçmiş borulardan geçirilerek ısı alışverişinde bulunmasını sağlayan elemanlardır.

Bu eşanjörlerin kullanılması sistem performansını artırmaktadır. Yoğuşturucudan çıkan sıvı akışkan aşırı soğutmaya tabi tutularak buharlaştırıcı kapasitesinde iyileştirme yapılmış olur. Aynı zamanda buharlaştırıcıdan çıkan gaz akışkan aşırı kızdırmaya tabi tutularak akışkanın kompresöre sıvı halde gitmesi engellenir.

Likit tutucu

Likit tutucular, ısı pompalarının soğutucu akışkan devresindeki emiş hattında bulunur. Kompresörün giriş kısmına bağlanan likit tutucular, sıvı hattında gerçekleşebilen aşırı soğutma durumunda kompresöre sıvı halde akışkan girmesini önlerler. Bu sistemde 2 L hacminde likit tutucu kullanılmıştır.

3.2.2. Birincil devre

YASKIP sisteminde, buharlaştırıcı ile ısı kaynağı arasında ki birincil devre, açık sistem olarak tasarlanmıştır. Yer altı suyunu ısı kaynağı olarak kullanmak için 80 m derinliğinde 1'er adet emiş kuyusu ve enjeksiyon kuyusu açılmıştır. Kuyuların açılması için Şekil 3,8'de gösterildiği gibi sondaj işlemi yapılmıştır.



Şekil 3.8. Emiş ve enjeksiyon kuyularının sondaj işlemi

Birincil devredeki su sirkülasyonunu istenilen debilerde sağlamak için Şekil 3.9'da gösterilen 1,5 hp gücündeki dalgıç pompa kullanılmıştır.



Şekil 3.9. Sondaj kuyusunda kullanılan dalgıç pompa

3.2.3. İkincil devre

Yoğuşturucudan ısının atıldığı ikincil devre; kapalı su devresi olup, bu devreye aktarılan ısı ise fan-coil cihazları vasıtasıyla çalışma mahalline taşınmıştır. Yaklaşık ısı yükü 12,4 kW olan çalışma mahallini ısıtmak için, 50 °C - 45 °C çalışma sıcaklık rejiminde 3,5 kW ısıtma gücüne sahip fan-coil cihazlarından 4 adet kullanılmıştır.



Şekil 3.10. Çalışma mahallinde kullanılan fan-coil cihazları

Fan-coil hattındaki su devir daimini istenilen debilerde sağlamak için, Şekil 3.11’de gösterilen frekans konvertörlü, 0,14 kW motor gücüne sahip sirkülasyon pompası kullanılmıştır.

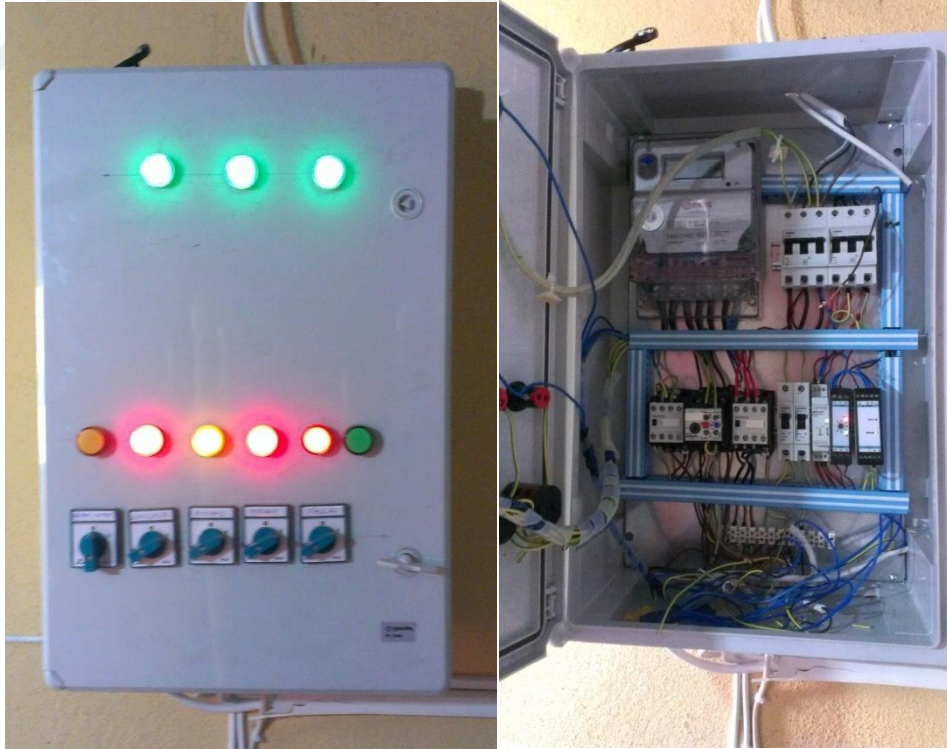


Şekil 3.11. Fan-coil hattında kullanılan sirkülasyon pompası

3.2.4. Ölçüm ve kontrol elemanları

YASKIP sisteminin güvenli ve ihtiyaçlara göre kontrol edilebilir şekilde çalışması için bazı kontrol elemanları kullanılmıştır. Aynı zamanda deneysel olan bu çalışmanın sıcaklık, basınç, debi gibi parametrelerini okumak ve kaydetmek için ise ölçüm elemanları kullanılmıştır.

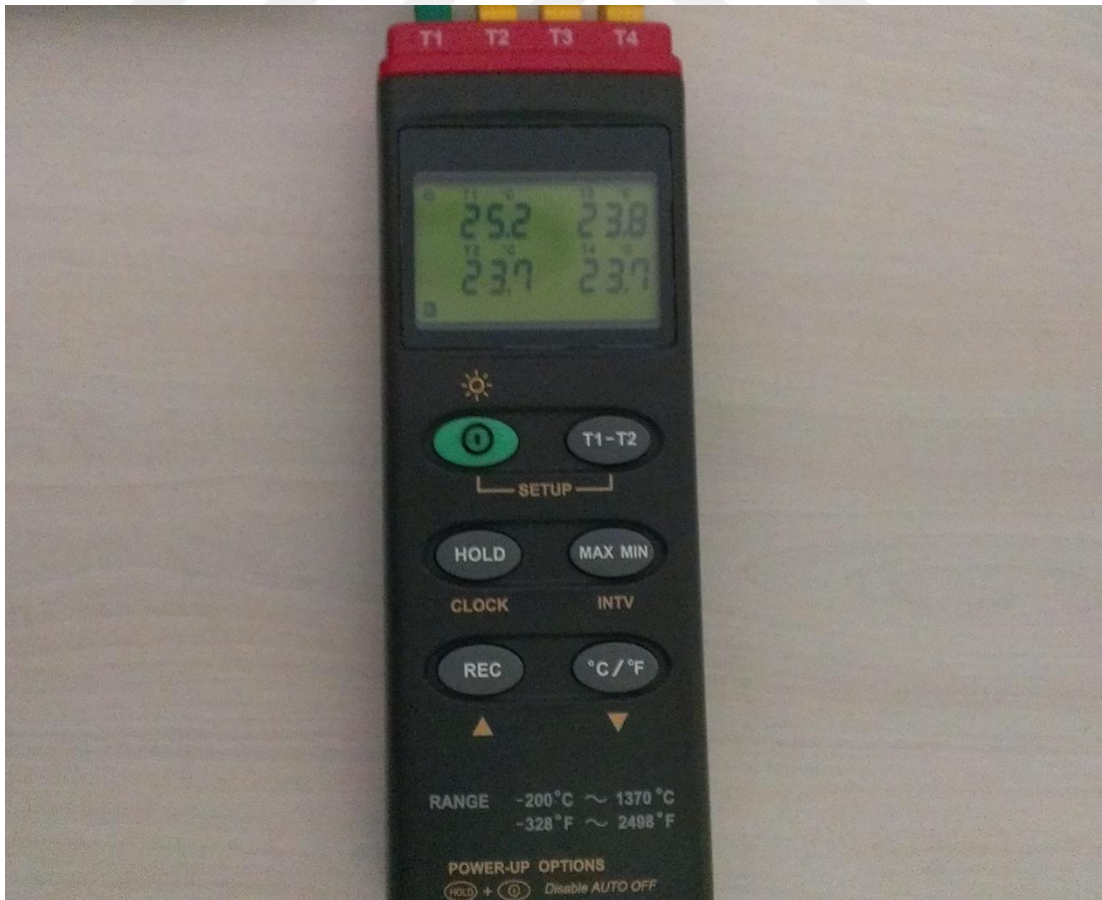
Şekil 3.12’de gösterilen elektrik ve kontrol panosunda; YASKIP sisteminin kompresör, sirkülasyon pompası, dalgıç pompa, fan-coil motoru gibi elemanlarının birbiri ile organizeli çalışmasını sağlayan kontaktörler, kompresör motorunu çekilebilecek aşırı akımlara karşı koruyan termik röle, kompresörün çalışma zamanını ayarlamak için zaman rölesi ve sistemin harcadığı toplam elektriği ölçmek için elektrik sayacı kullanılmıştır.



Şekil 3.12. YASKIP sisteminin elektrik ve kontrol panosu

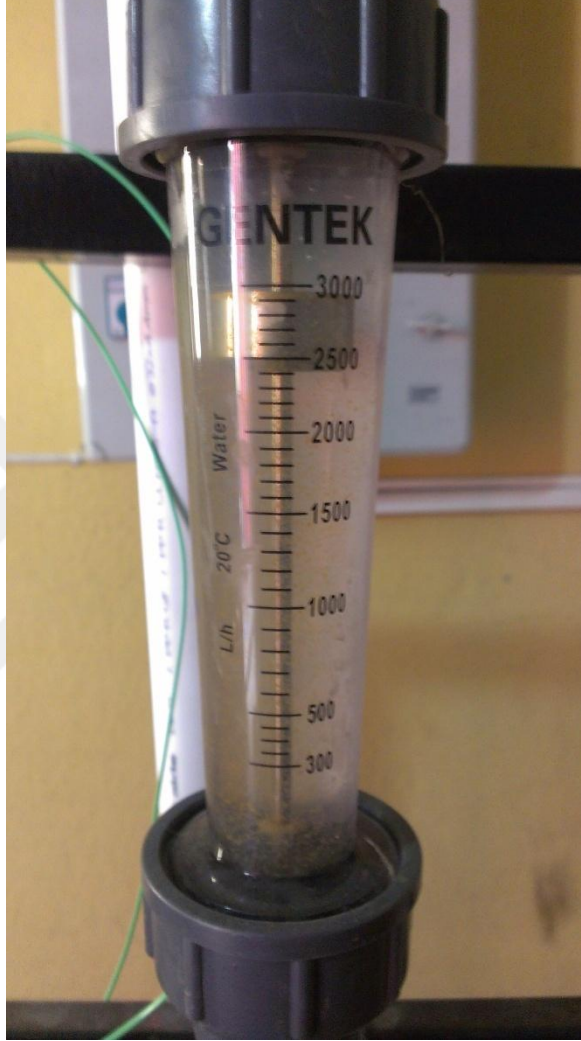
Kompresörün, sistemsel sorunlar sonucu basıncının aşırı yükselmesi durumunda çalışmasını durduran yüksek basınç prosestatı kullanılmıştır. Aynı zamanda sistemde gaz kaçağı olması durumunda aşırı basınç kaybı oluşacağından, kompresörün çalışmasını durdurması için alçak basınç prosestatı kullanılmıştır. Yüksek basınç prosestatı kompresörün basma hattına, alçak basınç prosestatı ise kompresörün emiş hattına bağlanmıştır.

Sistemin elektrik ile çalışan elemanlarının gerilim ve akım değerleri multimetre kullanılarak ölçülmüştür. Sıcaklık ölçümleri için k-tipi termokupl, bu değerlerin kayıt altına alınması için de Şekil 3.13'de gösterilen 4 kanallı Datalogger'dan 3 adet kullanılmıştır. Toplamda; 6'sı soğutucu akışkan devresinde, 4'ü su devrelerinde, 2 si ise ortam sıcaklığını ölçme ve kaydetmede olmak üzere 12 kanaldan ölçüm yapılmıştır.



Şekil 3.13. K-tipi termokupl ile sıcaklık ölçümü yapılan 4 kanallı datalogger

Şekil 3.14’de gösterildiği gibi, birincil ve ikincil su devrelerinin debilerini ölçmek için cam tüplü şamandıralı tip debimetreler kullanılmıştır.



Şekil 3.14. Cam tüplü şamandıralı tip debimetre

3.3. Deneysel Ölçümler ve Parametrelerin Belirlenmesi

Erzincan ili şartlarına göre tasarlanarak kurulumu gerçekleştirilen YASKIP sistemi, 2016 yılının Mart ayında çalıştırılarak deneysel ölçümlere tabi tutulmuştur. Erzincan ili soğuk iklim bölgesinde olduğu için; ısı pompası, ısıtmada soğutmaya göre daha çok enerji harcayacağından deneyler sadece ısıtma modunda yapılmıştır. Deneysel

ölçümler, ısıtılan mekan resmi kurum olduğu ve mesai saatlerinde kullanıldığı için gün içerisinde saat 9:00 ile 17:00 arasında gerçekleştirilmiştir.

Yapılan deneylerde, evaporatörden geçen suyun debisi; 1500 L/h, 1700 L/h ve 2000 L/h değerlerinde sabit tutularak 3 farklı parametrede ölçümler yapılmıştır. Bununla birlikte kondanserden geçen suyun debisi; 1700 L/h, 2000 L/h ve 2300 L/h olmak üzere 3 farklı parametrede sabit tutulmuştur. Aynı zamanda fan-coil cihazlarının fanları 3 kademeli olarak çalıştırılabildiği için, 1. kademe, 2. kademe ve 3. kademe olarak 3 ayrı parametrede ölçüm yapılmıştır. Fan-coil cihazları; 1. kademe 237 W güç tüketmekte olup 620 m³/h hava debisine sahip, 2. kademe 312 W güç tüketmekte olup 850 m³/h hava debisine sahip, 3. kademe ise 452 W güç tüketmekte olup 1000 m³/h hava debisine sahiptir.

Tablo 3.5. Sabit tutulan parametrelere göre ölçüm yapılan koşullar

Koşul	Evaporator su debisi (L/h)	Kondenser su debisi (L/h)	Fan-coil hava debisi (m ³ /h)
1	1700	2000	620
2	1700	2000	850
3	1700	2000	1000
4	2000	2300	620
5	2000	2300	850
6	2000	2300	1000
7	2200	2500	620
8	2200	2500	850
9	2200	2500	1000

Böylelikle, sistemin enerji analizinin yapılabilmesi için Tablo 3.5’de gösterilen 9 farklı koşulda yapılan ölçüm parametreleri aşağıda sıralanmıştır:

- 1) Soğutucu akışkanın, kompresörden yüksek basınçtaki çıkış sıcaklığı, aynı zamanda kondensere giriş sıcaklığı ($T_{kon,rg}$).
- 2) Soğutucu akışkanın, kondenserden yüksek basınçta doymuş sıvı fazındaki çıkış sıcaklığı ($T_{kon,rç}$).
- 3) Soğutucu akışkanın, genleşme valfinden alçak basınçtaki çıkış sıcaklığı, aynı zamanda evaporatöre giriş sıcaklığı ($T_{evp,rg}$).
- 4) Soğutucu akışkanın, evaporatörden alçak basınçta doymuş buhar fazındaki çıkış sıcaklığı ($T_{evp,rç}$).
- 5) Soğutucu akışkanın, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma eşanjöründen yüksek basınçta sıvı fazında çıkış sıcaklığı ($T_{hex,rç}$).
- 6) Soğutucu akışkanın, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma eşanjöründen alçak basınçta buhar fazında çıkış sıcaklığı, aynı zamanda kompresöre giriş sıcaklığı ($T_{k,rg}$).
- 7) Fan-coil hattındaki suyun kondensere giriş sıcaklığı ($T_{kon,sg}$).
- 8) Fan-coil hattındaki suyun kondenserden çıkış sıcaklığı ($T_{kon,sç}$).
- 9) Sondaj kuyusundan, 1,5 hp gücündeki dalgıç pompa vasıtasıyla çekilen suyun evaporatöre giriş sıcaklığı ($T_{evp,sg}$).
- 10) Enjeksiyon kuyusuna atılan suyun evaporatörden çıkış sıcaklığı ($T_{evp,sç}$).
- 11) Isıtılan mahallin ortam sıcaklığı (T_{os}).

12) Dış ortam sıcaklığı (T_{cs}).

13) Kompresörün emiş ve basma hatlarına bağlanan, r410a gazına göre kalibre edilmiş alçak ve yüksek basınç manometreleriyle ölçülen evaporatör basıncı (P_{evp}) ve kondenser basıncı (P_{kon}).

14) Multimetre ile ölçülen; kompresörün çektiği akım (A_k), sondaj kuyusundan su çekmede kullanılan dalgıç pompanın çektiği akım (A_{dp}), fan-coil cihazlarının çektiği akım (A_{fc}) ve fan-coil hattındaki su devir daimini sağlayan sirkülasyon pompasının çektiği akım (A_{sp}).

15) Multimetre ile ölçülen; kompresörün gerilim değeri (V_k), sondaj kuyusundan su çekmede kullanılan dalgıç pompanın gerilim değeri (V_{dp}), fan-coil cihazlarının gerilim değeri (V_{fc}) ve fan-coil hattındaki su devir daimini sağlayan sirkülasyon pompasının gerilim değeri (V_{sp}).

16) Trifaze elektrik bağlantısına sahip olan kompresörün tükettiği güç (\dot{W}_k) “Eş. 3.8” kullanılarak hesaplanmıştır. Eşitlikte yer alan güç faktörü ($\cos \varphi$) ise kompresörün katalog bilgilerine göre 0,92 alınmıştır. Sistemin toplam tükettiği güç (\dot{W}_{sis}), elektrik panosuna yerleştirilen 3 fazlı elektronik elektrik sayacı ile ölçülmüştür.

$$\dot{W}_k = V_k \cdot A_k \cdot \sqrt{3} \cdot \cos \varphi \quad (3.8)$$

Yapılan bu ölçümler ile sistemin enerji analizi yapılarak, 9 farklı duruma göre ısı pompasının performans katsayısı (COP_p) ve bütün sistemin performans katsayısı (COP_{sis}) “Eş. 3.9”, “Eş. 3.10” ve “Eş. 3.11” kullanılarak hesaplanmıştır.

$$COP_{ip} = \frac{\dot{Q}_{kon}}{\dot{W}_k} \quad (3.9)$$

$$COP_{sis} = \frac{\dot{Q}_{kon}}{\dot{W}_{sis}} \quad (3.10)$$

$$\dot{Q}_{kon} = \dot{m}_{k,su} c_{p,su} (T_{kon,sç} - T_{kon,sg}) \quad (3.11)$$

Burada; \dot{Q}_{kon} kondenserden atılan ısı miktarını (kW), $\dot{m}_{k,su}$ kondenserden geçen suyun kütleli debisini (kg/s), $c_{p,su}$ suyun özgül ısısını (kJ/kg.K) göstermektedir. \dot{W}_{sis} ise sistemin toplam çektiği güç olup; kompresörün çektiği güç (\dot{W}_k), dalgıç pompanın çektiği güç (\dot{W}_{dp}), sirkülasyon pompasının çektiği güç (\dot{W}_{sp}) ve fan-coil cihazlarının çektiği gücün (\dot{W}_{fc}) toplamına eşittir.

Evaporatörde sondaj suyundan çekilen ısı miktarı ise aşağıdaki eşitlik ile bulunmuştur.

$$\dot{Q}_{evp} = \dot{m}_{e,su} c_{p,su} (T_{evp,sg} - T_{evp,sç}) \quad (3.12)$$

Burada; \dot{Q}_{evp} evaporatörden atılan ısı miktarını (kW), $\dot{m}_{e,su}$ evaporatörden geçen suyun kütleli debisini (kg/s), $c_{p,su}$ suyun özgül ısısını (kJ/kg.K) göstermektedir.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

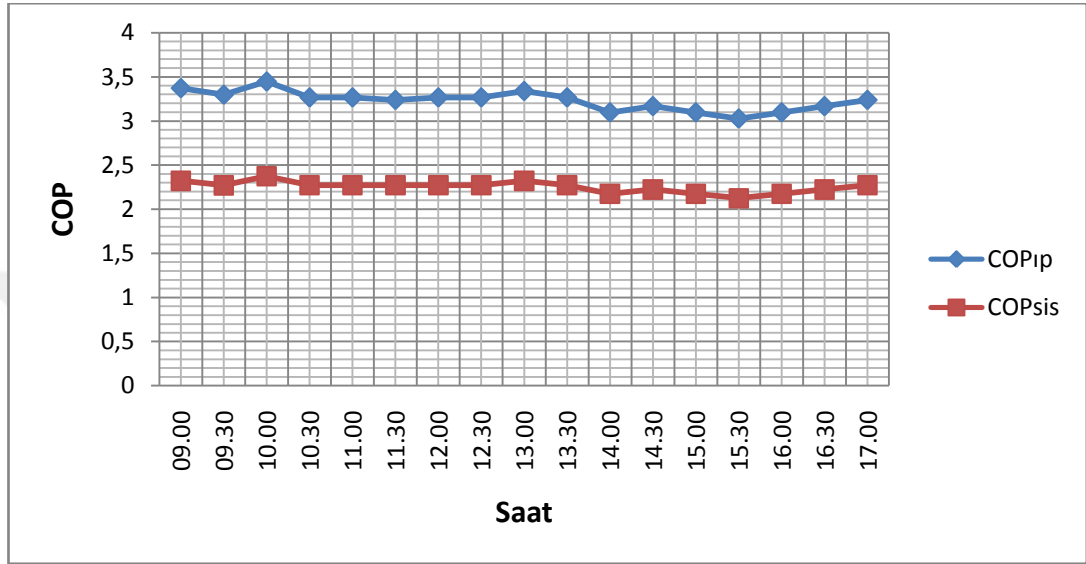
Erzincan İlinde yapılan YASKIP sisteminin deneysel ölçümleri 2016 yılının Mart ayında gerçekleştirilmiştir. Daha önce de belirtildiği gibi 9 farklı koşulda sabit tutulan debilere göre ölçümler yapılarak ısı pompasının ve tüm sistemin COP değerleri hesaplanmıştır.

03.03.2016 tarihinde, saat 09.00 ile 17.00 arasında, 1. Koşulda sabit tutulan debilere göre ölçülen parametrelerin ortalama değerleri Tablo 4.1'de gösterilmiştir.

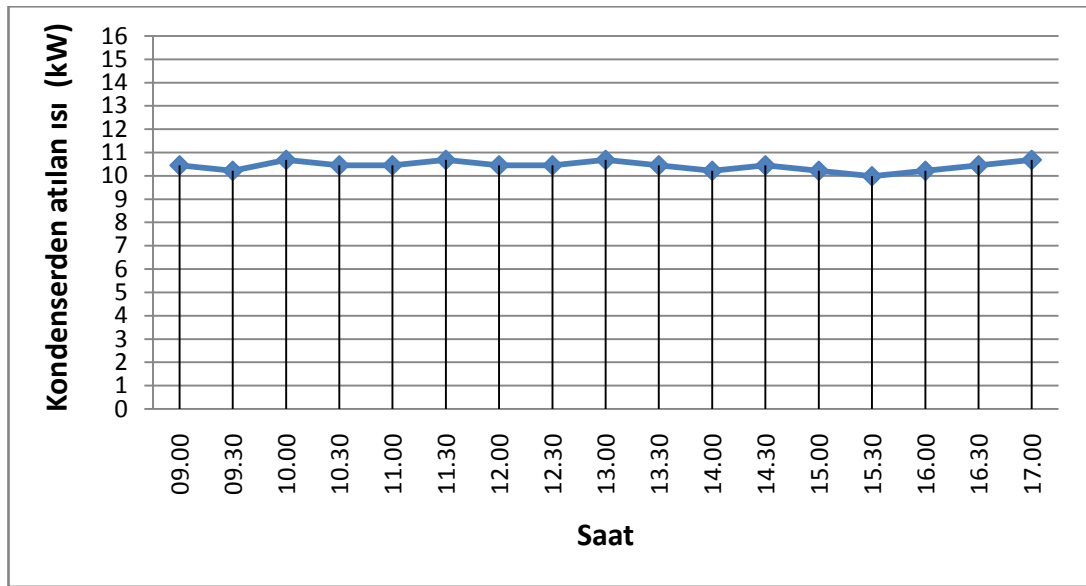
Tablo 4.1. 1. Koşulda ölçülen parametrelerin ortalama değerleri

Ölçüm Parametreleri	Birim	Değer
Kondensere soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{kon,rg}$)	°C	94,4
Kondenserden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ($T_{kon,rç}$)	°C	54,6
Evaporatörden soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{evp,rg}$)	°C	0,2
Evaporatörden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ($T_{evp,rç}$)	°C	8,6
Aşırı kızdırma eşanjörü sıvı fazda çıkış sıcaklığı ($T_{hex,rç}$)	°C	51,4
Kompresör giriş sıcaklığı ($T_{k,rg}$)	°C	14,3
Kondensere su giriş sıcaklığı ($T_{kon,sg}$)	°C	49,6
Kondenserden su çıkış sıcaklığı ($T_{kon,sç}$)	°C	54,1
Evaporatöre su giriş sıcaklığı ($T_{evp,sg}$)	°C	12,9
Evaporatörden su çıkış sıcaklığı ($T_{evp,sç}$)	°C	8,5
Evaporatör basıncı (P_{evp})	bar	6,0
Kondenser basıncı (P_{kon})	bar	31,5
Kompresörün çektiği akım (A_k)	A	6,2
Dalgıç pompanın çektiği akım (A_{dp})	A	5,5
Fan-coil cihazlarının çektiği akım (A_{fc})	A	1,1
Sirkülasyon pompasının çektiği akım (A_{sp})	A	0,55
Kompresörün gerilim değeri (V_k)	V	384
Dalgıç pompanın gerilim değeri (V_{dp})	V	220
Fan-coil cihazlarının gerilim değeri (V_{fc})	V	220
Sirkülasyon pompasının gerilim değeri (V_{sp})	V	220
Kompresörün tükettiği güç (\dot{W}_k)	kW	3,23
Sistemin tükettiği güç (\dot{W}_{sis})	kW	4,63
Kondenserden atılan ısı miktarı (\dot{Q}_{kon})	kW	10,42
Isı pompasının performans katsayısı (COP_{ip})	-	3,23
Sistemin performans katsayısı (COP_{sis})	-	2,25

1. Koşulda sabit tutulan debilere göre, ısı pompasının ve sistemin COP değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Kondenslerden atılan ısı miktarının saatlere göre değişimi ise Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4.1. 1. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP_p ve COP_{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi



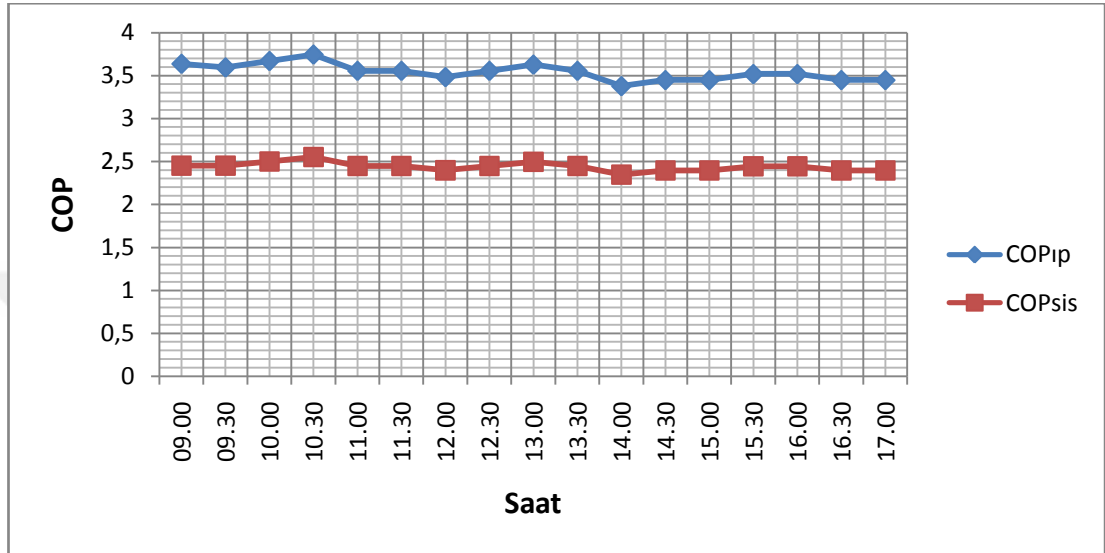
Şekil 4.2. 1. Koşulda sabit tutulan debilere göre, kondenslerden atılan ısı miktarının gün içindeki saatlere göre değişimi

04.03.2016 tarihinde, saat 09.00 ile 17.00 arasında, 2. Koşulda sabit tutulan debilere göre ölçülen parametrelerin ortalama değerleri Tablo 4.2’de gösterilmiştir.

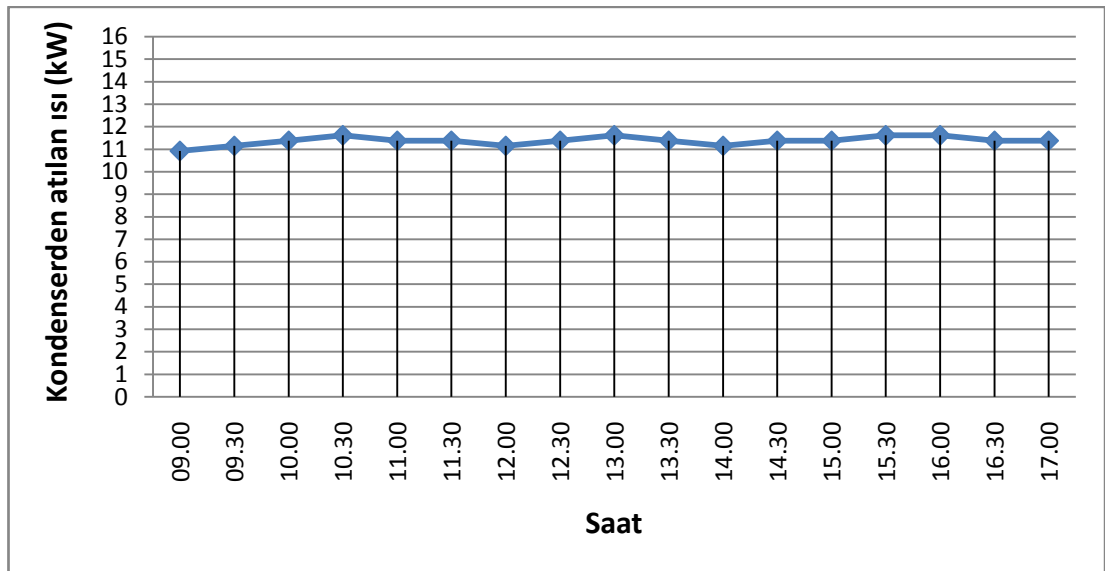
Tablo 4.2. 2. Koşulda ölçülen parametrelerin ortalama değerleri

Ölçüm Parametreleri	Birim	Değer
Kondensere soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{kon,rg}$)	°C	83,1
Kondenserden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ($T_{kon,rç}$)	°C	52,0
Evaporatörden soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{evp,rg}$)	°C	0,1
Evaporatörden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ($T_{evp,rç}$)	°C	8,5
Aşırı kızdırma eşanjörü sıvı fazda çıkış sıcaklığı ($T_{hex,rç}$)	°C	49,1
Kompresör giriş sıcaklığı ($T_{k,rg}$)	°C	14,1
Kondensere su giriş sıcaklığı ($T_{kon,sg}$)	°C	47,5
Kondenserden su çıkış sıcaklığı ($T_{kon,sç}$)	°C	52,4
Evaporatöre su giriş sıcaklığı ($T_{evp,sg}$)	°C	13,0
Evaporatörden su çıkış sıcaklığı ($T_{evp,sç}$)	°C	8,4
Evaporatör basıncı (P_{evp})	bar	6,0
Kondenser basıncı (P_{kon})	bar	30,8
Kompresörün çektiği akım (A_k)	A	6,2
Dalgıç pompanın çektiği akım (A_{dp})	A	5,5
Fan-coil cihazlarının çektiği akım (A_{fc})	A	1,45
Sirkülasyon pompasının çektiği akım (A_{sp})	A	0,55
Kompresörün gerilim değeri (V_k)	V	384
Dalgıç pompanın gerilim değeri (V_{dp})	V	220
Fan-coil cihazlarının gerilim değeri (V_{fc})	V	220
Sirkülasyon pompasının gerilim değeri (V_{sp})	V	220
Kompresörün tükettiği güç (\dot{W}_k)	kW	3,21
Sistemin tükettiği güç (\dot{W}_{sis})	kW	4,66
Kondenserden atılan ısı miktarı (\dot{Q}_{kon})	kW	11,37
Isı pompasının performans katsayısı (COP_{ip})	-	3,54
Sistemin performans katsayısı (COP_{sis})	-	2,44

2. Koşulda sabit tutulan debilere göre, ısı pompasının ve sistemin COP değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi Şekil 4.3'te gösterilmiştir. Kondenslerden atılan ısı miktarının saatlere göre değişimi ise Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



Şekil 4.3. 2. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi



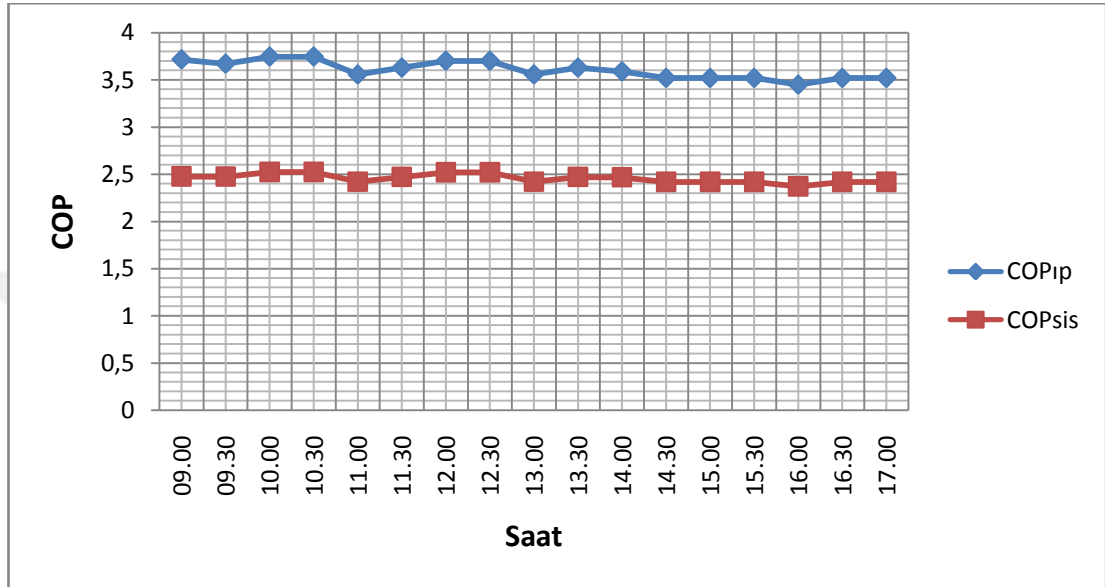
Şekil 4.4. 2. Koşulda sabit tutulan debilere göre, kondenslerden atılan ısı miktarının gün içindeki saatlere göre değişimi

07.03.2016 tarihinde, saat 09.00 ile 17.00 arasında, 3. Koşulda sabit tutulan debilere göre ölçülen parametrelerin ortalama değerleri Tablo 4.3'te gösterilmiştir.

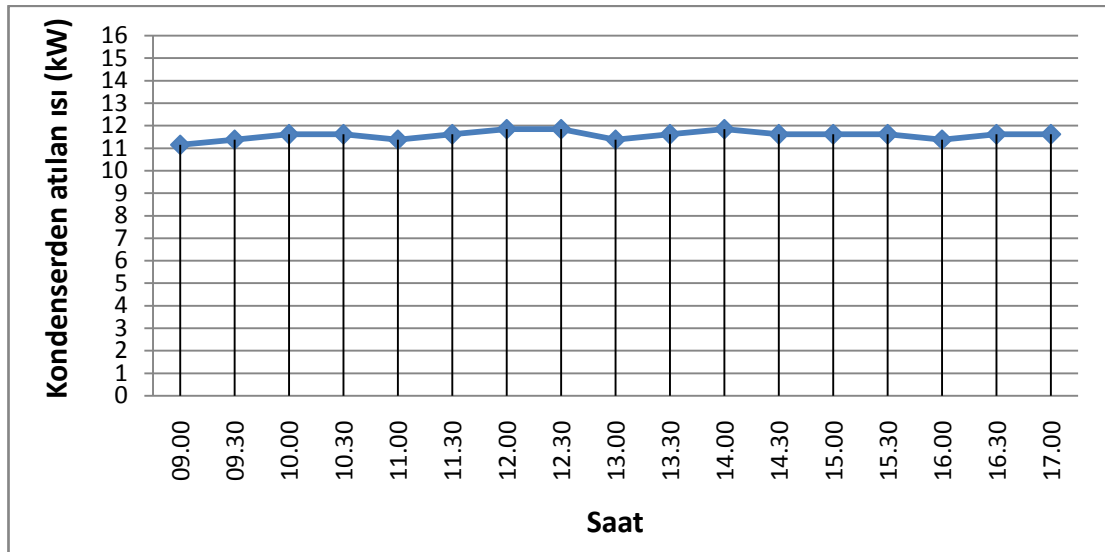
Tablo 4.3. 3. Koşulda ölçülen parametrelerin ortalama değerleri

Ölçüm Parametreleri	Birim	Değer
Kondensere soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{kon,rg}$)	°C	79,0
Kondenserden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ($T_{kon,rç}$)	°C	46,9
Evaporatörden soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{evp,rg}$)	°C	-0,1
Evaporatörden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ($T_{evp,rç}$)	°C	8,3
Aşırı kızdırma eşanjörü sıvı fazda çıkış sıcaklığı ($T_{hex,rç}$)	°C	44,1
Kompresör giriş sıcaklığı ($T_{k,rg}$)	°C	13,8
Kondensere su giriş sıcaklığı ($T_{kon,sg}$)	°C	46,5
Kondenserden su çıkış sıcaklığı ($T_{kon,sç}$)	°C	51,5
Evaporatöre su giriş sıcaklığı ($T_{evp,sg}$)	°C	12,8
Evaporatörden su çıkış sıcaklığı ($T_{evp,sç}$)	°C	8,2
Evaporatör basıncı (P_{evp})	bar	6,0
Kondenser basıncı (P_{kon})	bar	29,5
Kompresörün çektiği akım (A_k)	A	6,3
Dalgıç pompanın çektiği akım (A_{dp})	A	5,5
Fan-coil cihazlarının çektiği akım (A_{fc})	A	2,1
Sirkülasyon pompasının çektiği akım (A_{sp})	A	0,55
Kompresörün gerilim değeri (V_k)	V	384
Dalgıç pompanın gerilim değeri (V_{dp})	V	220
Fan-coil cihazlarının gerilim değeri (V_{fc})	V	220
Sirkülasyon pompasının gerilim değeri (V_{sp})	V	220
Kompresörün tükettiği güç (\dot{W}_k)	kW	3,21
Sistemin tükettiği güç (\dot{W}_{sis})	kW	4,71
Kondenserden atılan ısı miktarı (\dot{Q}_{kon})	kW	11,57
Isı pompasının performans katsayısı (COP_{ip})	-	3,60
Sistemin performans katsayısı (COP_{sis})	-	2,46

3. Koşulda sabit tutulan debilere göre, ısı pompasının ve sistemin COP değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi Şekil 4.5'te gösterilmiştir. Kondenslerden atılan ısı miktarının saatlere göre değişimi ise Şekil 4.6'da gösterilmiştir.



Şekil 4.5. 3. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi



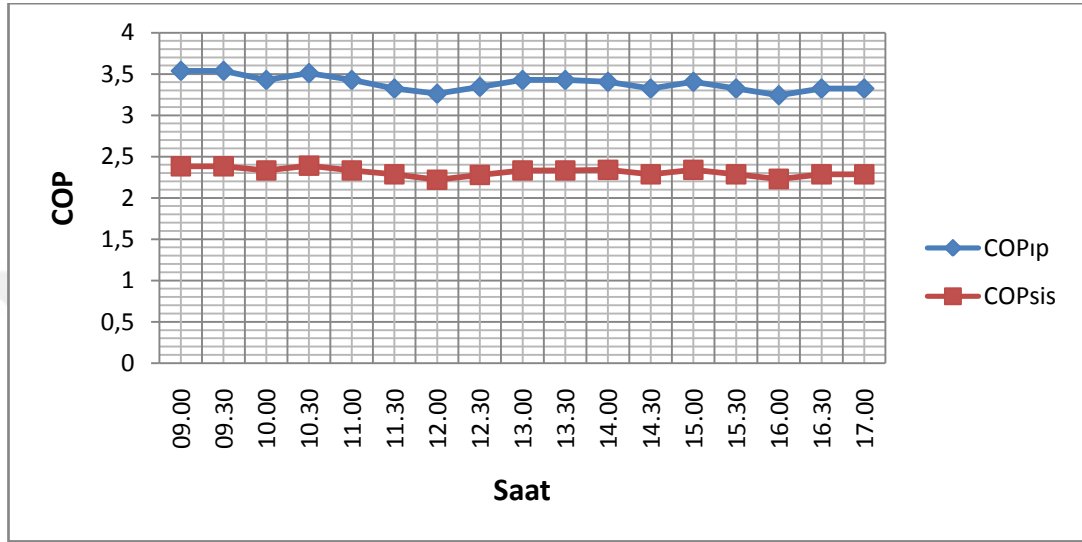
Şekil 4.6. 3. Koşulda sabit tutulan debilere göre, kondenslerden atılan ısı miktarının gün içindeki saatlere göre değişimi

08.03.2016 tarihinde, saat 09.00 ile 17.00 arasında, 4. Koşulda sabit tutulan debilere göre ölçülen parametrelerin ortalama değerleri Tablo 4.4'te gösterilmiştir.

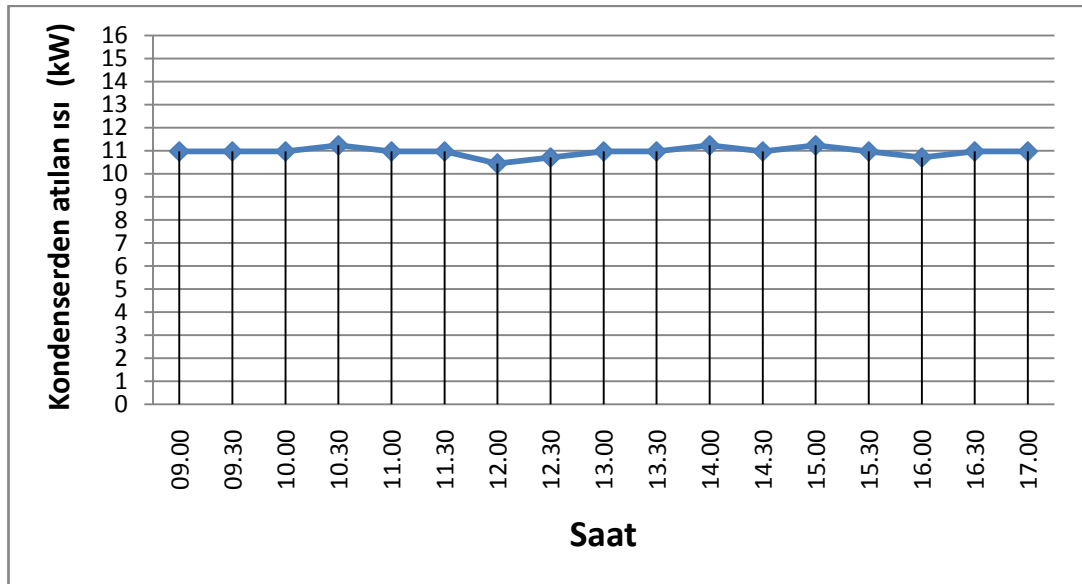
Tablo 4.4. 4. Koşulda ölçülen parametrelerin ortalama değerleri

Ölçüm Parametreleri	Birim	Değer
Kondensere soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{kon,rg}$)	°C	80,0
Kondenserden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ($T_{kon,rç}$)	°C	48,2
Evaporatörden soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{evp,rg}$)	°C	0,0
Evaporatörden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ($T_{evp,rç}$)	°C	8,5
Aşırı kızdırma eşanjörü sıvı fazda çıkış sıcaklığı ($T_{hex,rç}$)	°C	45,1
Kompresör giriş sıcaklığı ($T_{k,rg}$)	°C	14,0
Kondensere su giriş sıcaklığı ($T_{kon,sg}$)	°C	44,5
Kondenserden su çıkış sıcaklığı ($T_{kon,sç}$)	°C	48,6
Evaporatöre su giriş sıcaklığı ($T_{evp,sg}$)	°C	12,8
Evaporatörden su çıkış sıcaklığı ($T_{evp,sç}$)	°C	8,4
Evaporatör basıncı (P_{evp})	bar	6,0
Kondenser basıncı (P_{kon})	bar	30,5
Kompresörün çektiği akım (A_k)	A	6,3
Dalgıç pompanın çektiği akım (A_{dp})	A	6,5
Fan-coil cihazlarının çektiği akım (A_{fc})	A	1,1
Sirkülasyon pompasının çektiği akım (A_{sp})	A	0,68
Kompresörün gerilim değeri (V_k)	V	384
Dalgıç pompanın gerilim değeri (V_{dp})	V	220
Fan-coil cihazlarının gerilim değeri (V_{fc})	V	220
Sirkülasyon pompasının gerilim değeri (V_{sp})	V	220
Kompresörün tükettiği güç (\dot{W}_k)	kW	3,24
Sistemin tükettiği güç (\dot{W}_{sis})	kW	4,74
Kondenserden atılan ısı miktarı (\dot{Q}_{kon})	kW	10,95
Isı pompasının performans katsayısı (COP_{ip})	-	3,39
Sistemin performans katsayısı (COP_{sis})	-	2,31

4. Koşulda sabit tutulan debilere göre, ısı pompasının ve sistemin COP değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi Şekil 4.7’de gösterilmiştir. Kondenslerden atılan ısı miktarının saatlere göre değişimi ise Şekil 4.8’de gösterilmiştir.



Şekil 4.7. 4. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP_p ve COP_{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi



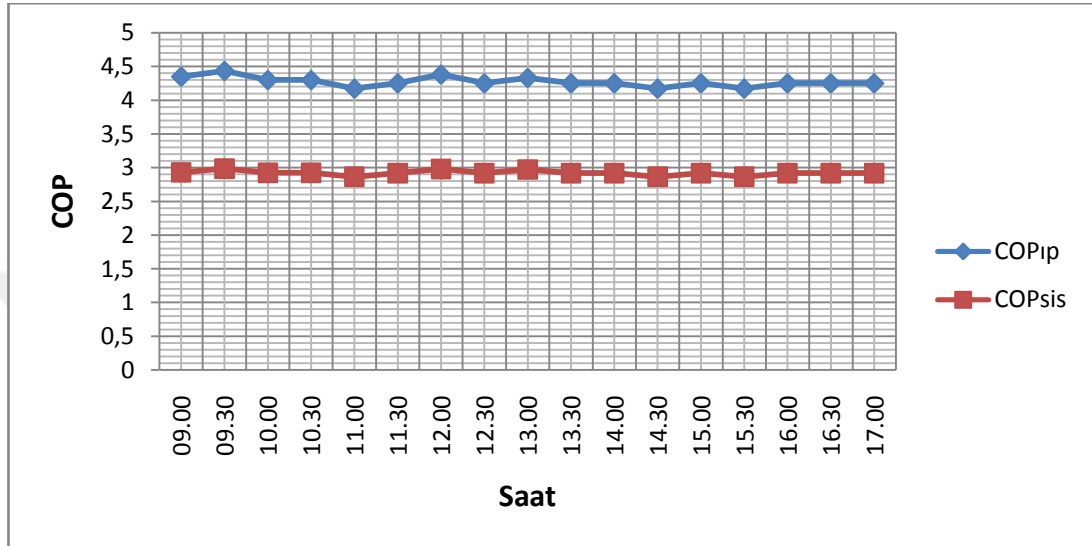
Şekil 4.8. 4. Koşulda sabit tutulan debilere göre, kondenslerden atılan ısı miktarının gün içindeki saatlere göre değişimi

09.03.2016 tarihinde, saat 09.00 ile 17.00 arasında, 5. Koşulda sabit tutulan debilere göre ölçülen parametrelerin ortalama değerleri Tablo 4.5'te gösterilmiştir.

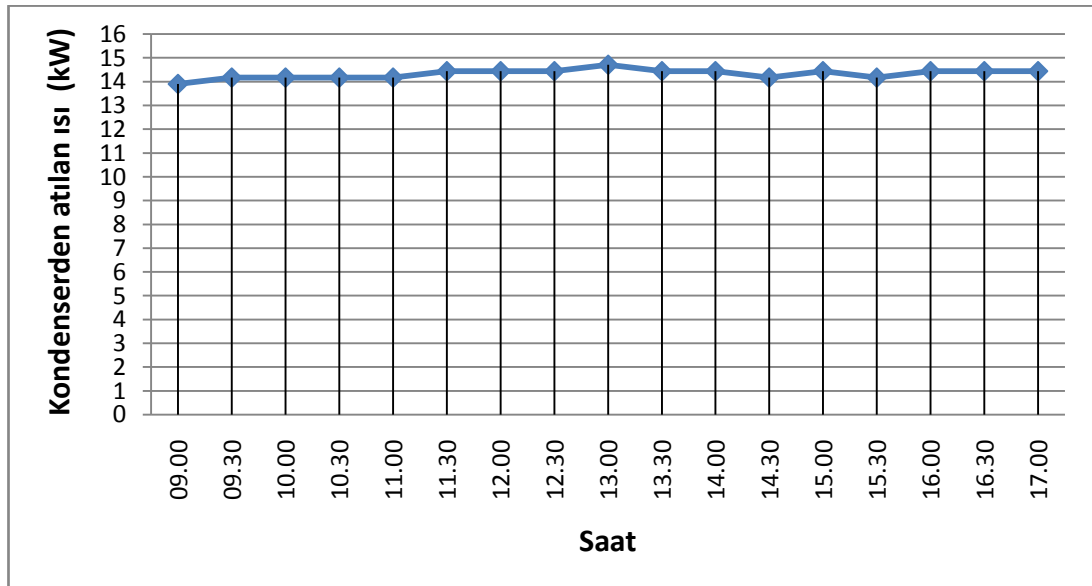
Tablo 4.5. 5. Koşulda ölçülen parametrelerin ortalama değerleri

Ölçüm Parametreleri	Birim	Değer
Kondensere soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{kon,rg}$)	°C	77,9
Kondenserden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ($T_{kon,rç}$)	°C	46,6
Evaporatörden soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{evp,rg}$)	°C	0,1
Evaporatörden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ($T_{evp,rç}$)	°C	8,2
Aşırı kızdırma eşanjörü sıvı fazda çıkış sıcaklığı ($T_{hex,rç}$)	°C	43,5
Kompresör giriş sıcaklığı ($T_{k,rg}$)	°C	13,8
Kondensere su giriş sıcaklığı ($T_{kon,sg}$)	°C	41,7
Kondenserden su çıkış sıcaklığı ($T_{kon,sç}$)	°C	47,0
Evaporatöre su giriş sıcaklığı ($T_{evp,sg}$)	°C	13,0
Evaporatörden su çıkış sıcaklığı ($T_{evp,sç}$)	°C	8,1
Evaporatör basıncı (P_{evp})	bar	6,0
Kondenser basıncı (P_{kon})	bar	29,5
Kompresörün çektiği akım (A_k)	A	6,3
Dalgıç pompanın çektiği akım (A_{dp})	A	6,5
Fan-coil cihazlarının çektiği akım (A_{fc})	A	1,45
Sirkülasyon pompasının çektiği akım (A_{sp})	A	0,68
Kompresörün gerilim değeri (V_k)	V	384
Dalgıç pompanın gerilim değeri (V_{dp})	V	220
Fan-coil cihazlarının gerilim değeri (V_{fc})	V	220
Sirkülasyon pompasının gerilim değeri (V_{sp})	V	220
Kompresörün tükettiği güç (\dot{W}_k)	kW	3,36
Sistemin tükettiği güç (\dot{W}_{sis})	kW	4,91
Kondenserden atılan ısı miktarı (\dot{Q}_{kon})	kW	14,34
Isı pompasının performans katsayısı (COP_{ip})	-	4,27
Sistemin performans katsayısı (COP_{sis})	-	2,92

5. Koşulda sabit tutulan debilere göre, ısı pompasının ve sistemin COP değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi Şekil 4.9’da gösterilmiştir. Kondenslerden atılan ısı miktarının saatlere göre değişimi ise Şekil 4.10’da gösterilmiştir.



Şekil 4.9. 5. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP_p ve COP_{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi



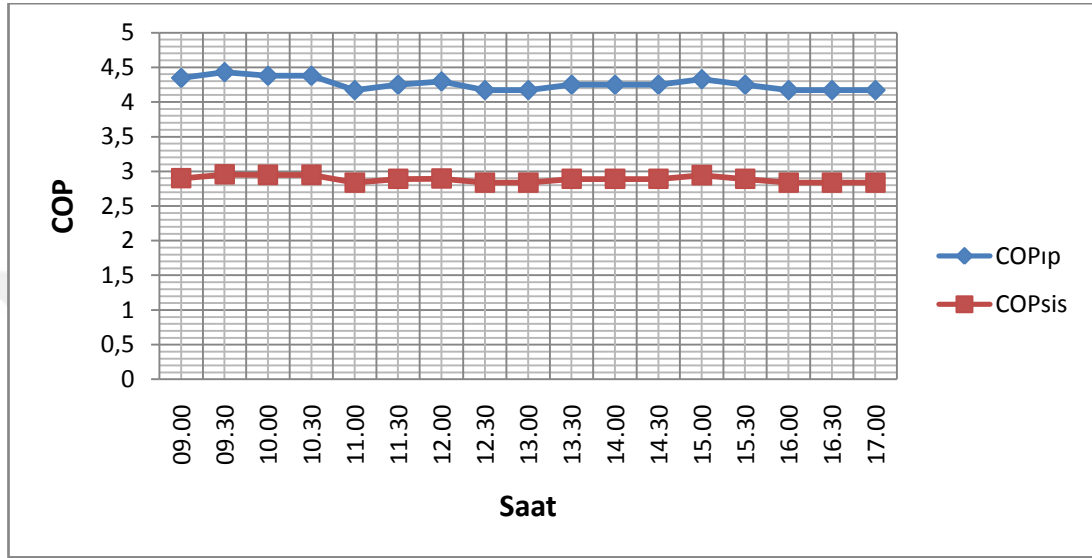
Şekil 4.10. 5. Koşulda sabit tutulan debilere göre, kondenslerden atılan ısı miktarının gün içindeki saatlere göre değişimi

10.03.2016 tarihinde, saat 09.00 ile 17.00 arasında, 6. Koşulda sabit tutulan debilere göre ölçülen parametrelerin ortalama değerleri Tablo 4.6’da gösterilmiştir.

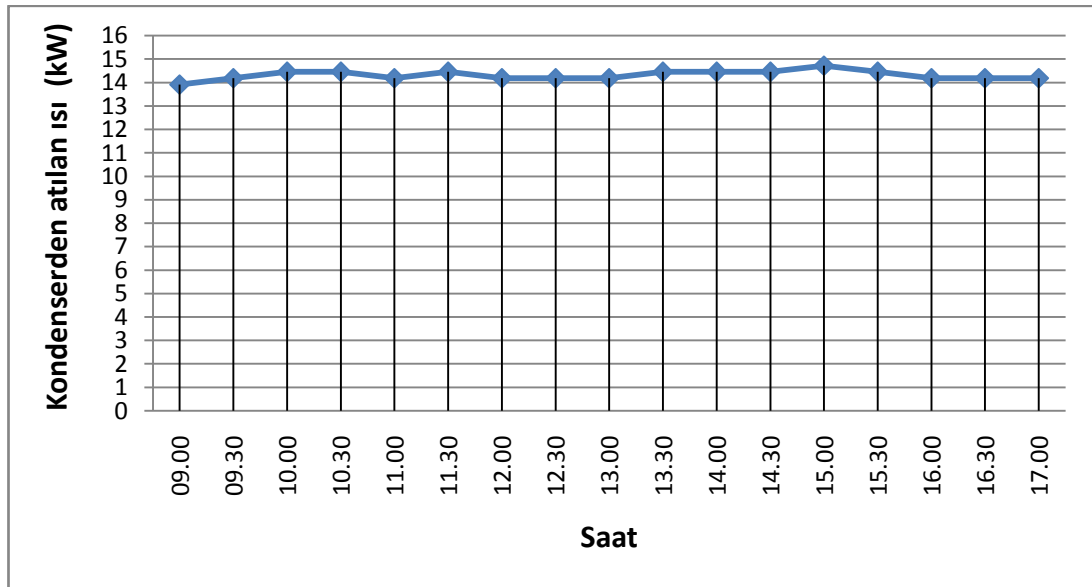
Tablo 4.6. 6. Koşulda ölçülen parametrelerin ortalama değerleri

Ölçüm Parametreleri	Birim	Değer
Kondensere soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{kon,rg}$)	°C	78,8
Kondenserden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ($T_{kon,rç}$)	°C	46,8
Evaporatörden soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{evp,rg}$)	°C	-0,1
Evaporatörden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ($T_{evp,rç}$)	°C	8,1
Aşırı kızdırma eşanjörü sıvı fazda çıkış sıcaklığı ($T_{hex,rç}$)	°C	43,7
Kompresör giriş sıcaklığı ($T_{k,rg}$)	°C	13,5
Kondensere su giriş sıcaklığı ($T_{kon,sg}$)	°C	41,7
Kondenserden su çıkış sıcaklığı ($T_{kon,sç}$)	°C	47,0
Evaporatöre su giriş sıcaklığı ($T_{evp,sg}$)	°C	12,9
Evaporatörden su çıkış sıcaklığı ($T_{evp,sç}$)	°C	8,0
Evaporatör basıncı (P_{evp})	bar	6,0
Kondenser basıncı (P_{kon})	bar	29,5
Kompresörün çektiği akım (A_k)	A	6,3
Dalgıç pompanın çektiği akım (A_{dp})	A	6,0
Fan-coil cihazlarının çektiği akım (A_{fc})	A	2,1
Sirkülasyon pompasının çektiği akım (A_{sp})	A	0,68
Kompresörün gerilim değeri (V_k)	V	384
Dalgıç pompanın gerilim değeri (V_{dp})	V	220
Fan-coil cihazlarının gerilim değeri (V_{fc})	V	220
Sirkülasyon pompasının gerilim değeri (V_{sp})	V	220
Kompresörün tükettiği güç (\dot{W}_k)	kW	3,36
Sistemin tükettiği güç (\dot{W}_{sis})	kW	4,96
Kondenserden atılan ısı miktarı (\dot{Q}_{kon})	kW	14,30
Isı pompasının performans katsayısı (COP_{ip})	-	4,26
Sistemin performans katsayısı (COP_{sis})	-	2,89

6. Koşulda sabit tutulan debilere göre, ısı pompasının ve sistemin COP değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi Şekil 4.11’de gösterilmiştir. Kondenslerden atılan ısı miktarının saatlere göre değişimi ise Şekil 4.12’de gösterilmiştir.



Şekil 4.11. 6. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi



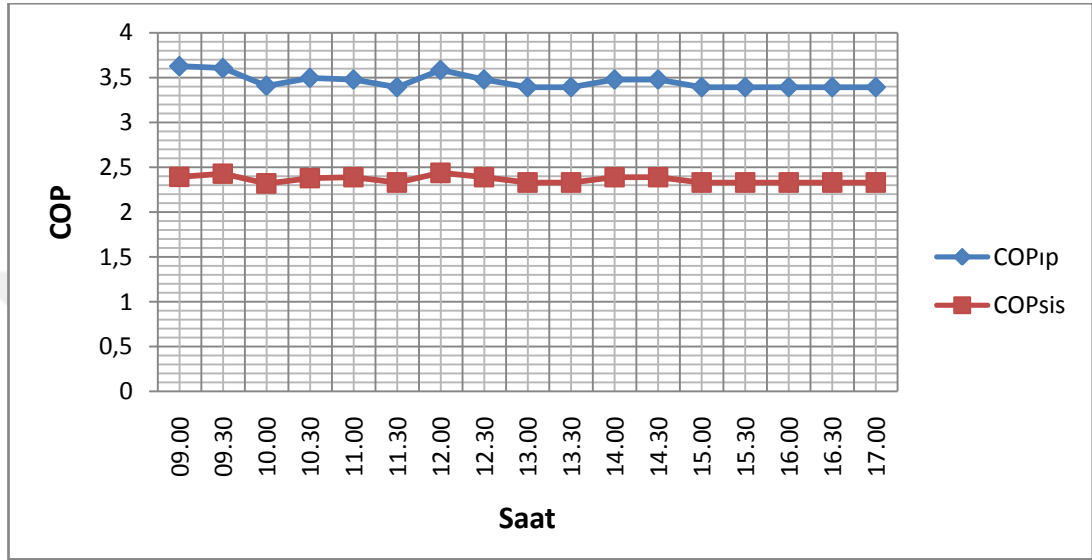
Şekil 4.12. 6. Koşulda sabit tutulan debilere göre, kondenslerden atılan ısı miktarının gün içindeki saatlere göre değişimi

11.03.2016 tarihinde, saat 09.00 ile 17.00 arasında, 7. Koşulda sabit tutulan debilere göre ölçülen parametrelerin ortalama değerleri Tablo 4.7’de gösterilmiştir.

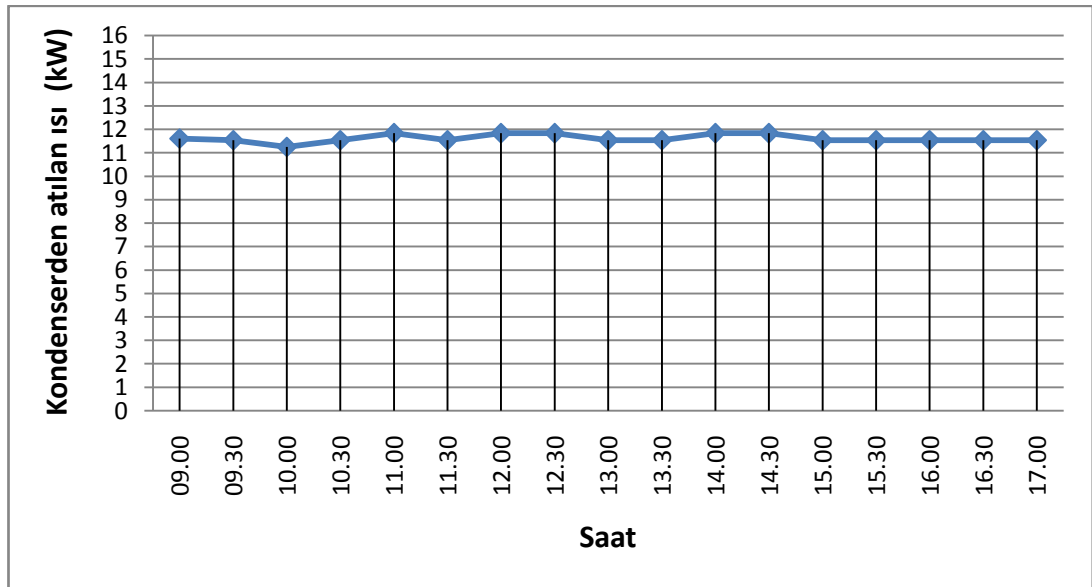
Tablo 4.7. 7. Koşulda ölçülen parametrelerin ortalama değerleri

Ölçüm Parametreleri	Birim	Değer
Kondensere soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{kon,rg}$)	°C	84,3
Kondenserden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ($T_{kon,rç}$)	°C	46,9
Evaporatörden soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{evp,rg}$)	°C	0,2
Evaporatörden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ($T_{evp,rç}$)	°C	9,0
Aşırı kızdırma eşanjörü sıvı fazda çıkış sıcaklığı ($T_{hex,rç}$)	°C	43,7
Kompresör giriş sıcaklığı ($T_{k,rg}$)	°C	14,4
Kondensere su giriş sıcaklığı ($T_{kon,sg}$)	°C	38,0
Kondenserden su çıkış sıcaklığı ($T_{kon,sç}$)	°C	42,0
Evaporatöre su giriş sıcaklığı ($T_{evp,sg}$)	°C	12,7
Evaporatörden su çıkış sıcaklığı ($T_{evp,sç}$)	°C	9,1
Evaporatör basıncı (P_{evp})	bar	6,0
Kondenser basıncı (P_{kon})	bar	28,2
Kompresörün çektiği akım (A_k)	A	6,3
Dalgıç pompanın çektiği akım (A_{dp})	A	6,5
Fan-coil cihazlarının çektiği akım (A_{fc})	A	1,1
Sirkülasyon pompasının çektiği akım (A_{sp})	A	0,75
Kompresörün gerilim değeri (V_k)	V	384
Dalgıç pompanın gerilim değeri (V_{dp})	V	220
Fan-coil cihazlarının gerilim değeri (V_{fc})	V	220
Sirkülasyon pompasının gerilim değeri (V_{sp})	V	220
Kompresörün tükettiği güç (\dot{W}_k)	kW	3,36
Sistemin tükettiği güç (\dot{W}_{sis})	kW	4,91
Kondenserden atılan ısı miktarı (\dot{Q}_{kon})	kW	11,61
Isı pompasının performans katsayısı (COP_{ip})	-	3,46
Sistemin performans katsayısı (COP_{sis})	-	2,36

7. Koşulda sabit tutulan debilere göre, ısı pompasının ve sistemin COP değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi Şekil 4.13'te gösterilmiştir. Kondenslerden atılan ısı miktarının saatlere göre değişimi ise Şekil 4.14'te gösterilmiştir.



Şekil 4.13. 7. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi



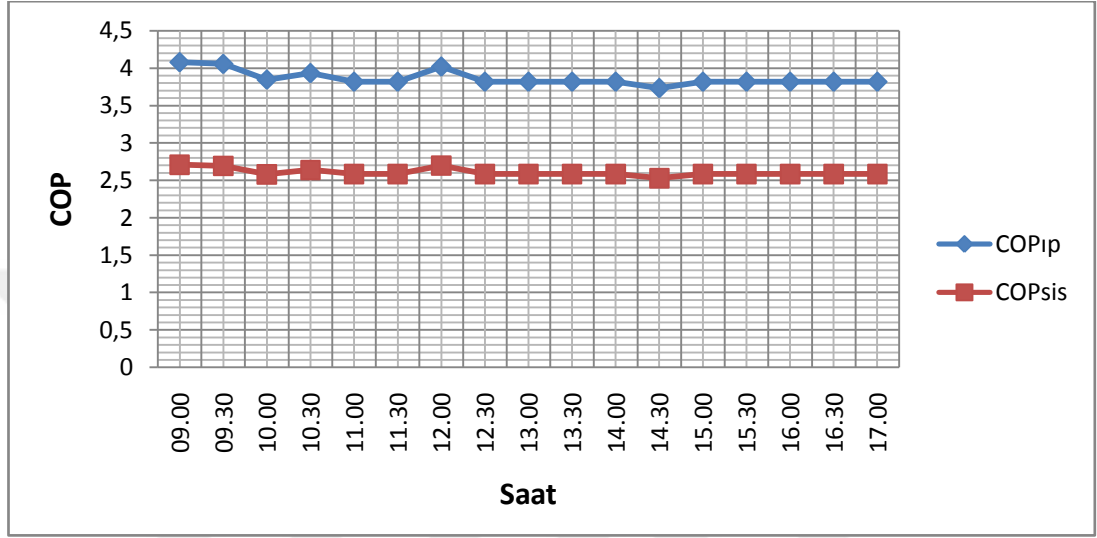
Şekil 4.14. 7. Koşulda sabit tutulan debilere göre, kondenslerden atılan ısı miktarının gün içindeki saatlere göre değişimi

14.03.2016 tarihinde, saat 09.00 ile 17.00 arasında, 8. Koşulda sabit tutulan debilere göre ölçülen parametrelerin ortalama değerleri Tablo 4.8’de gösterilmiştir.

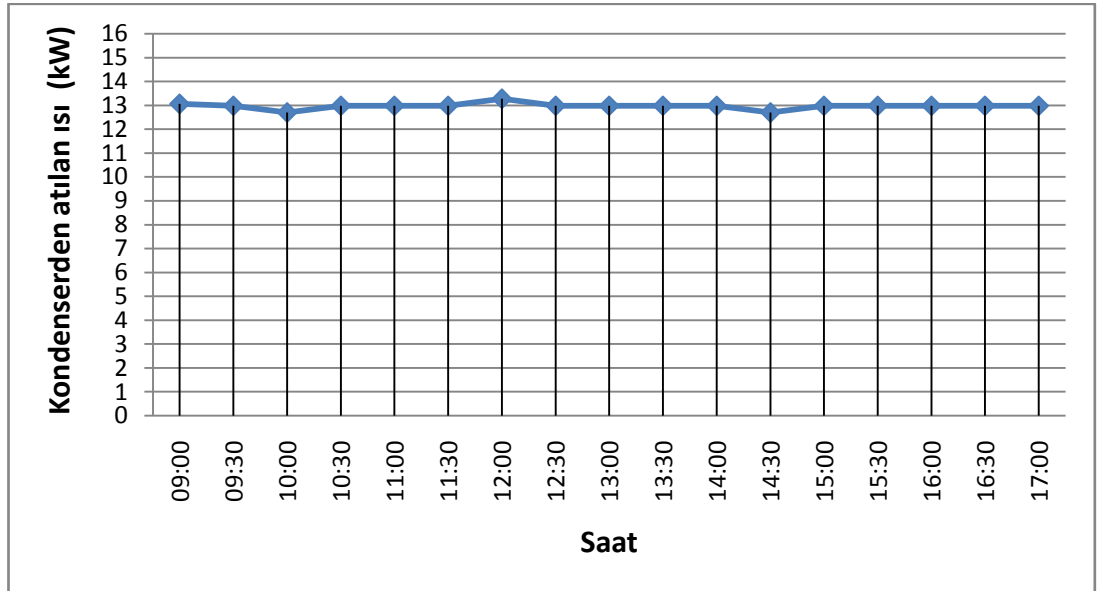
Tablo 4.8. 8. Koşulda ölçülen parametrelerin ortalama değerleri

Ölçüm Parametreleri	Birim	Değer
Kondensere soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{kon,rg}$)	°C	82,1
Kondenserden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ($T_{kon,rç}$)	°C	41,6
Evaporatörden soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{evp,rg}$)	°C	0,1
Evaporatörden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ($T_{evp,rç}$)	°C	8,8
Aşırı kızdırma eşanjörü sıvı fazda çıkış sıcaklığı ($T_{hex,rç}$)	°C	48,8
Kompresör giriş sıcaklığı ($T_{k,rg}$)	°C	13,6
Kondensere su giriş sıcaklığı ($T_{kon,sg}$)	°C	37,3
Kondenserden su çıkış sıcaklığı ($T_{kon,sç}$)	°C	41,8
Evaporatöre su giriş sıcaklığı ($T_{evp,sg}$)	°C	12,8
Evaporatörden su çıkış sıcaklığı ($T_{evp,sç}$)	°C	8,9
Evaporatör basıncı (P_{evp})	bar	6,0
Kondenser basıncı (P_{kon})	bar	30,2
Kompresörün çektiği akım (A_k)	A	6,3
Dalgıç pompanın çektiği akım (A_{dp})	A	6,5
Fan-coil cihazlarının çektiği akım (A_{fc})	A	1,45
Sirkülasyon pompasının çektiği akım (A_{sp})	A	0,75
Kompresörün gerilim değeri (V_k)	V	384
Dalgıç pompanın gerilim değeri (V_{dp})	V	220
Fan-coil cihazlarının gerilim değeri (V_{fc})	V	220
Sirkülasyon pompasının gerilim değeri (V_{sp})	V	220
Kompresörün tükettiği güç (\dot{W}_k)	kW	3,36
Sistemin tükettiği güç (\dot{W}_{sis})	kW	4,98
Kondenserden atılan ısı miktarı (\dot{Q}_{kon})	kW	12,96
Isı pompasının performans katsayısı (COP_{ip})	-	3,86
Sistemin performans katsayısı (COP_{sis})	-	2,60

8. Koşulda sabit tutulan debilere göre, ısı pompasının ve sistemin COP değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi Şekil 4.15'te gösterilmiştir. Kondenserden atılan ısı miktarının saatlere göre değişimi ise Şekil 4.16'da gösterilmiştir.



Şekil 4.15. 8. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi



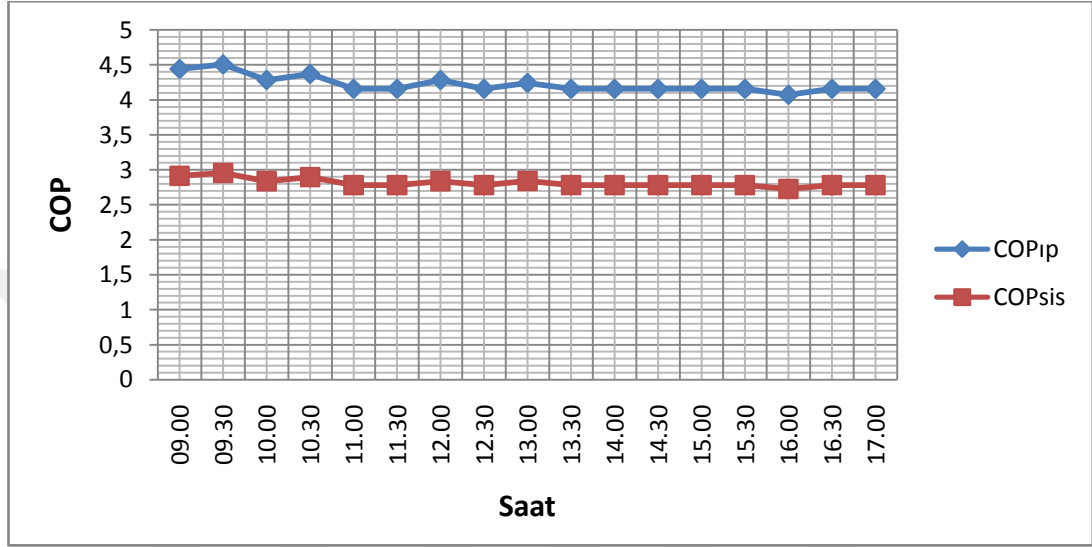
Şekil 4.16. 8. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi

15.03.2016 tarihinde, saat 09.00 ile 17.00 arasında, 9. Koşulda sabit tutulan debilere göre ölçülen parametrelerin ortalama değerleri Tablo 4.9’da gösterilmiştir.

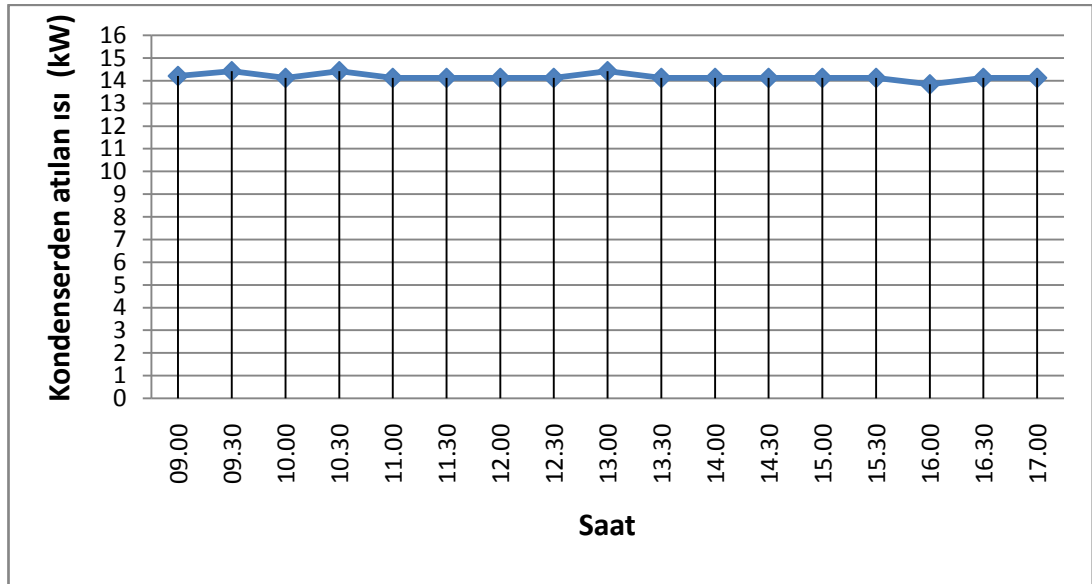
Tablo 4.9. 9. Koşulda ölçülen parametrelerin ortalama değerleri

Ölçüm Parametreleri	Birim	Değer
Kondensere soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{kon,rg}$)	°C	76,5
Kondenserden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ($T_{kon,rç}$)	°C	41,0
Evaporatörden soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{evp,rg}$)	°C	0,0
Evaporatörden soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ($T_{evp,rç}$)	°C	8,0
Aşırı kızdırma eşanjörü sıvı fazda çıkış sıcaklığı ($T_{hex,rç}$)	°C	39,2
Kompresör giriş sıcaklığı ($T_{k,rg}$)	°C	13,2
Kondensere su giriş sıcaklığı ($T_{kon,sg}$)	°C	36,1
Kondenserden su çıkış sıcaklığı ($T_{kon,sç}$)	°C	41,1
Evaporatöre su giriş sıcaklığı ($T_{evp,sg}$)	°C	12,9
Evaporatörden su çıkış sıcaklığı ($T_{evp,sç}$)	°C	8,1
Evaporatör basıncı (P_{evp})	bar	6,0
Kondenser basıncı (P_{kon})	bar	28,8
Kompresörün çektiği akım (A_k)	A	6,3
Dalgıç pompanın çektiği akım (A_{dp})	A	6,5
Fan-coil cihazlarının çektiği akım (A_{fc})	A	2,1
Sirkülasyon pompasının çektiği akım (A_{sp})	A	0,75
Kompresörün gerilim değeri (V_k)	V	384
Dalgıç pompanın gerilim değeri (V_{dp})	V	220
Fan-coil cihazlarının gerilim değeri (V_{fc})	V	220
Sirkülasyon pompasının gerilim değeri (V_{sp})	V	220
Kompresörün tükettiği güç (\dot{W}_k)	kW	3,36
Sistemin tükettiği güç (\dot{W}_{sis})	kW	5,04
Kondenserden atılan ısı miktarı (\dot{Q}_{kon})	kW	14,17
Isı pompasının performans katsayısı (COP_{ip})	-	4,22
Sistemin performans katsayısı (COP_{sis})	-	2,81

9. Koşulda sabit tutulan debilere göre, ısı pompasının ve sistemin COP değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi Şekil 4.17’de gösterilmiştir. Kondenserden atılan ısı miktarının saatlere göre değişimi ise Şekil 4.18’de gösterilmiştir.



Şekil 4.17. 9. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi



Şekil 4.18. 9. Koşulda sabit tutulan debilere göre, COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin gün içindeki saatlere göre değişimi

5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Konutların iklimlendirilmesinde, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılmasına yönelik ilgi ve ihtiyaç, dünyada olduğu gibi ülkemizde de gün geçtikçe artmaktadır. Fosil yakıtların tükenmesi ve çevreye verdiği zararlar gibi hususlar, ülkelerin enerji politikalarını yen ve yenilenebilir enerji kaynaklarına yönlendirdiği aşikârdır. Ülkemizde de yenilenebilir enerji sistemleri ile ilgili çalışmalara devlet desteği sağlanmaya başlamıştır.

Yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanıldığı sistemlerin başında ısı pompaları gelmektedir. Isı pompaları ile konutların ısıtılması ve soğutulması; hem ekonomik, hem konforlu hem de çevreye zarar vermeden sağlandığından kullanımı gittikçe yaygınlaşmaktadır. Özellikle doğal gaz şebekesinin olmadığı kırsal bölgelerde bulunan konutlar için temiz ve verimli sistemlerdir. Bununla birlikte, ısı pompalarının bilinen en büyük dezavantajı ise ilk kurulum maliyetlerinin yüksek olmasıdır.

YASKIP, yeterli sondaj suyu seviyesi ve su kalitesi olduğu sürece diğer ısı pompası türlerine göre daha verimli ve ekonomiktir. Çünkü yer altı suyu sıcaklığı yıl boyunca çok az değişkenlik göstermekte ve açık sistem olduğu için sistem daima taze su ile beslenmektedir. Bu çalışmada da ortalama sondaj suyu sıcaklığı 13 °C değerini koruduğu görülmüştür. TKIP sistemlerinde ise evaporatöre giren su/antifriz sıcaklığı hem düşük olmakta hem de toprak yeterli ısı beslemesi sağlamadığı takdirde su/antifriz sıcaklığı gittikçe düşmektedir. Bu da sistemin verimsiz çalışmasına neden olur.

YASKIP sistemlerinde gerekli tasarım yapıldığı takdirde, yer altı suyu ısı pompası by-pass edilerek doğrudan fan-coil cihazlarına taşınabilir ve pasif soğutma yapılarak sistemin soğutma verimi oldukça yükseltilebilir. Ayrıca yaz aylarında, sistemde kullanılan sondaj suyu bahçe sulama vb. işlerde kullanılabilir.

Bu çalışmada, Erzincan ilinde yer altı suyu kaynaklı ısı pompası (YASKIP) ile 80 m² taban alanına sahip örnek bir mekân ısıtılmıştır. Deneysel olarak gerçekleştirilen bu çalışmada, ısı pompasının ve tüm sistemin enerji ve performans analizi yapılmıştır. 9 farklı su ve hava debisi koşullarında gerçekleştirilen deneylerden elde edilen sonuçlar aşağıda sıralanmıştır.

- i. Yapılan deneysel ölçümlerde en verimli sonucu, Şekil 4.9'da görüleceği gibi 5. koşuldaki şartlar sağlamıştır. Isı pompasının performans katsayısı (COP_{ip}) ve tüm sistemin performans katsayısı (COP_{sis}) sırasıyla, ortalama 4,27 ve 2,92 bulunmuştur. Kondenserden atılan ortalama ısı miktarı ise 14,34 kW olarak hesaplanmıştır.
- ii. Kondenserden suyun çıkış sıcaklığı ($T_{kon,sç}$) maksimum 54,1 °C olarak 1. Koşuldaki şartlarda kaydedilmiştir. Maksimum verimin elde edildiği 5. Koşuldaki şartlarda ise, kondenser suyu sıcaklığı ortalama 47,0 - 41,7 °C rejim aralığında çalışmıştır.
- iii. Ölçüm yapılan süreç boyunca sondaj suyu sıcaklığında önemli bir değişim gözlenmemiştir. Ölçülen minimum su sıcaklığı 12,7 °C, maksimum su sıcaklığı ise 13,0 °C olarak kaydedilmiştir.
- iv. Aşırı kızdırma ve aşırı soğutma eşanjörünün, sıvı fazındaki soğutucu akışkana ortalama 3 °C aşırı soğutma sağladığı ve gaz fazındaki soğutucu akışkana ise ortalama 5 °C aşırı kızdırma sağladığı görülmüştür.
- v. Sondaj suyunda bulunan küçük kum tanelerinin, zamanla evaporatör su girişindeki filtreyi tıkararak su debisini düşürdüğü görülmüştür. Bu yüzden belirli periyotlarla filtrenin temizlenmesi gerekmektedir.

Yapılan deneysel çalışma sonucunda, Erzincan ilinde yer altı suyu kaynaklı ısı pompası (YASKIP) sistemi ile konutların ısıtılmasının uygulanabilir olduğu görülmüştür.

Uygulanan çalışma alanında, sondaj kuyusunun 25 m derinliğinden su çekilmiştir. Isı pompası sisteminin statik sondaj suyu seviyesi daha düşük yerlerde uygulanması halinde, dalgıç pompanın tüketeceği güç miktarı azalacağından sistemin performans katsayısı yükseltilebilir.

Isı pompası sistemlerinde evaporatör ve kondenser olarak, ısı iletim gücü yüksek plakalı eşanjörler de kullanılmaktadır. Böylelikle ısı pompasının COP değeri yükseltilebilmektedir. Fakat bu sistemde, plakalı eşanjörlerin tıkanma ve donma problemlerinde çabuk hasar görmelerinden dolayı koaksiyel iç içe borulu eşanjörler tercih edilmiştir.

Isı pompasının soğutucu akışkan devresinde gaz debimetresi kullanılarak sistemin daha sağlıklı termodinamik analizi yapılabilir. Ayrıca ısı pompası sisteminde kullanılan elemanların verimleri, soğutucu akışkan devresinde gerçekleşen ısı kayıpları gibi parametrelerin hesaplanarak daha gerçekçi sonuçlar elde edilmesi için gaz debisi ölçülmesi gerekir.

Sistemin maliyet analizi yapılarak diğer ısıtma sistemlerine göre YASKIP sisteminin Erzincan ilinde ekonomik olup olmadığı görülebilir. Bununla birlikte, doğalgaz ve konvansiyonel kazan sistemleri ile ısıtma maliyetleri göz önünde bulundurularak, YASKIP sisteminin amortisman süresi de hesaplanmış olur.

Bu çalışmada ki ısı pompası sudan suya olarak çalışmaktadır. Kondenserden suya atılan ısı, fan-coil cihazları vasıtasıyla ısıtılacak mahallin havasına taşınmaktadır. Sistemin performansını artırmak ve ısı iletimindeki enerji kayıplarını önlemek için ısı pompası sudan havaya olarak tasarlanabilir. Isı kondenserden doğrudan havaya

aktarılarak, hava kanalları vasıtasıyla ısıtılacak mahalle taşınabilir. Ancak bu durumda büyük yoğuşma yüzeyine ihtiyaç duyulacaktır.



KAYNAKLAR

1. İnternet: Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü “Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü Tarihçesi” <http://www.eie.gov.tr/hakkimizda.aspx> 2015.
2. Anonim, “Genel Enerji Dengesi ve İstatistikleri”. *Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi*, Ankara (2003).
3. Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S. Ve Yamankaradeniz, N., “Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları”, *Dora Basım-Yayın*, Bursa, 487-489 (2013).
4. Chua K.J., Chou S.K., Yang W.M., “Advances in heat pump systems: a review”, *Applied Energy*, 87(12): 3611–3624 (2010).
5. Zogg, M., “History of Heat Pumps - Swiss Contributions and International Milestones”, final report, *Swiss Federal Office of Energy*, Berne, 1-5 (2008).
6. Hatten, M.J., “Groundwater Heat Pumping: Lessons Learned in 43 Years at One Building” , *ASHRAE Trans.*, 98 (1): 1031-1037 (1992).
7. Chwieduk, D., “Analysis of Utilization of Renewable Energies as Heat Sources for Heat Pumps in Building Sector in Poland”, *Institute of Fundamental Technological Research*, Poland, 720-723 (1996).
8. Errera, M.R., Lorente, S., Bejan, A., “Assemblies of heat pumps served by a single underground heat exchanger”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75: 327–336 (2014).
9. Park, B. H., Bae, G. O., Lee, K. K., “Importance of thermal dispersivity in designing groundwater heat pump (GWHP) system: Field and numerical study”, *Renewable Energy*, 83: 270-279 (2015).
10. Jalaluddin and Miyara, A., “Thermal Performance and Pressure Drop of Spiral-Tube Ground Heat Exchangers for Ground - source Heat Pump ”, *Applied Thermal Engineering*, 1359-4311 (2015).
11. Carvalho, A. D., Moura, P., Vaz, G. C., Almeida, A.T., “Ground source heat pumps as high efficient solutions for building space conditioning and for integration in smart grids”, *Energy Conversion and Management*, 103: 991–1007 (2015).
12. Haiwen, S., Lin, D., Xiangli, L., Yingxin, Z., “Energy – saving judgment of electric-driven seawater source heat pump district heating system over boiler house district heating system”, *Energy and Buildings*, 42: 889–895 (2010).

13. Lazzarin, R.M., “Dual source heat pump systems: Operation and performance”, *Energy and Buildings*, 52: 77–85 (2012).
14. Girard, A., Gago, E., Muneer, T., Caceres, G., “Higher ground source heat pump COP in a residential building through the use of solar thermal collectors”, *Renewable Energy*, 80: 26-39 (2015).
15. Zhao, Y., Shigang, Z., Xun, L., “Cost-effective optimal design of groundwater source heat pumps”, *Applied Thermal Engineering*, 23: 1595–1603 (2003).
16. Chen, X., Zhang, G., Peng, J., Lin, X., Liu, T., “The performance of an open-loop lake water heat pump system in south China”, *Applied Thermal Engineering*, 26: 2255–2261 (2006).
17. Szreder, M., “A field study of the performance of a heat pump installed in a low energy house”, *Applied Thermal Engineering*, 71: 596-606 (2014).
18. Elly, M.R., Munk, J.D., Baxter, V.D., Gehl, A.C., “Data, exergy, and energy analyses of a vertical-bore, ground-source heat pump for domestic water heating under simulated occupancy conditions”, *Applied Thermal Engineering*, 89: 192-203 (2015).
19. Sun, W., Hu, P., Lei, F., Zhu, N., Jiang, Z., “Case study of performance evaluation of ground source heat pump system based on ANN and ANFIS models”, *Applied Thermal Engineering*, 87: 586-594 (2015).
20. Fei, L. and Pingfang, H., “Energy and Exergy Analysis of a Ground Water Heat Pump System”, *Physics Procedia*, 24: 169 – 175 (2012).
21. Wang, H., Luo, Y., Feng, G., Li, G., Liu, X., Bai, B., Chi, L., “Measurement and Analysis of the Groundwater Source Heat Pump System in Shenyang”, *Procedia Engineering*, 121: 1389–1396 (2015).
22. Benli, H., “A performance comparison between a horizontal source and a vertical source heat pump systems for a greenhouse heating in the mild climate Elazığ, Turkey”, *Applied Thermal Engineering*, 50: 197-206 (2013).
23. Özsolak, O., “Güneş ve toprak enerjisi kaynaklı ısı pompasının Elazığ Şartlarında konut ısıtması için kullanımının araştırılması”, Doktora Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elazığ, 1-164 (2011).
24. Balta, M.T., “Jeotermal kaynaklı ısı pompasının mevcut hidronik sistemlere entegrasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, *Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Niğde, 1-75 (2005).

25. Kural, A.K., “Malatya ilinde bir binada toprak kaynaklı ısı pompası uygulamasının merkezi klima ve doğalgazlı sistemlerle karşılaştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, *İnönü Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Malatya, 1-53 (2012).
26. Aksu, B., “Balıkesir yöresinde yer-su kaynaklı ısı pompasının performansının deneysel olarak incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-67 (2010).
27. Chen, C., Sun, F., Feng, L., Liu, M., “Underground water-source loop heat-pump air-conditioning system applied in a residential building in Beijing”, *Applied Energy*, 82: 331–344 (2005).
28. Ozgener, O., Hepbasli, A., “Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems”, *Energy and Buildings*, 39: 66–75 (2007).
29. Karabacak, R., Acar, Ş., Kumsar, H., Gökgöz, A., Kaya, M., Tülek, Y., “Experimental investigation of the cooling performance of a ground source heat pump system in Denizli, Turkey”, *International Journal of Refrigeration*, 34: 454-465 (2011).
30. Bakirci, K., “Evaluation of the performance of a ground-source heat-pump system with series GHE (ground heat exchanger) in the cold climate region”, *Energy*, 35: 3088-3096 (2010).
31. Hepbasli, A., “Exergetic modeling and assessment of solar assisted domestic hot water tank integrated ground-source heat pump systems for residences”, *Energy and Buildings*, 39: 1211–1217 (2007).
32. Kaygusuz, K., “Karadeniz bölgesindeki konutların güneş destekli ısı pompaları yardımıyla ısıtılabilirliğinin incelenmesi”, Doktora Tezi, *Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Trabzon, 11 (1992).
33. Akbıyık, E., “Tekstil Endüstrisinde, atık sularla kayıp olan enerjinin ısı pompaları yardımıyla geri kazanımı”, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 50-75 (1999).
34. Kılıç, H., “Güneş enerjisi destekli ısı pompasının tasarımı, imalatı ve performans deneyleri”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (2006).
35. Ünlü, K., “Hava ve Toprak Kaynaklı Isı Pompalarına Etki Eden Parametrelerin İncelenmesi”, Doktora Tezi, *Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bursa, (2005).

36. Miles, L., Smith, R.E., “Heat Pump Theory And Service”, *Delmar Cengage Learning*, New York, 1-412 (1993).
37. İnternet: Bulut, H. “Soğutma ve Klima Tekniği” http://eng.harran.edu.tr/~hbulut/Elemenlar.pdf&ved=0ahUKEwjxzcqW_0crKAhXF8ywKHfLoA7kQFgglMAE&usg=AFQjCNFlGA9JcsweUynphisb7u5fTMyhg&sig2=E9hE-fa_F5Ilxngxd4bidg 2010.
38. Güven, Ş., “Toprak kaynaklı ısı pompalarının diğer sistemlerle karşılaştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, *Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Denizli, (2002).
39. Çomaklı, K., Çomaklı, Ö., Yılmaz, M., Özyurt, Ö., Erdoğan, S., Şahin, B. ve Bakırcı, K., “Zeotropik gaz karışımları kullanılan ısı pompalarında enerji ve ekserji verimlerinin araştırılması”, *TUBİTAK MAG*, Proje 105M030, Erzurum, (2007).
40. İnternet: Dupont Suva, “Soğutucu Akışkanlar”, https://chemours.com/Refrigerants/en_US/products/Suva/index.html 2016.
41. Doğan, H., “Uygulamalı Havalandırma ve İklimlendirme Tekniği”, *Seçkin Yayıncılık San. ve Tic. A.Ş.*, Ankara, 264-300 (2002).
42. T.M.M.O.B. Makine Mühendisleri Odası, “Kalorifer Tesisatı Proje Hazırlama Teknik Esasları”, Yayın No: 84, İstanbul (1992).

ÖZGEÇMİŞ

1988 yılında Erzincan’da doğdu. İlköğretim ve lise eğitimini Erzincan’da tamamladı. Lisans eğitimine 2006 yılında Marmara Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği (İngilizce) bölümünde başladı ve 2011 yılında mezun oldu. 2013 yılı sonlarına doğru vatani görevini tamamladı. 2013 – 2014 yılları arasında özel bir firmada, 50 yataklı hastane inşaatının mekanik tesisat mühendisliğini yaptı. 2014 yılında Erzincan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında Yüksek Lisans eğitimine başladı. 2015 itibariyle Erzincan Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projesi (BAP) bünyesinde Araştırmacı olarak çalışmalarına devam etmektedir.