

**R407C SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANILAN DÜŞEY TİP TOPRAK
KAYNAKLI ISI POMPASININ PERFORMANSININ
DENEYSEL İNCELENMESİ**

Mustafa Bahadır ÖZDEMİR

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAZİRAN 2011
ANKARA**

Mustafa Bahadır Özdemir tarafından hazırlanan R407C SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANILAN DÜŞEY TİP TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ PERFORMANSININ DENEYSEL İNCELENMESİ adlı bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Musa Galip ÖZKAYA
Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı

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

Prof. Dr. Etem Sait ÖZ
Makine Eğitimi, Zonguldak K. Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Musa Galip ÖZKAYA
Makine Eğitimi, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU
Makine Eğitimi, Gazi Üniversitesi

Doç. Dr. Adnan SÖZEN
Makine Eğitimi, Gazi Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Osman Selim TÜRKBAŞ
Makine Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Tarih: 28/06/2011

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Bilal TOKLU
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Mustafa Bahadır ÖZDEMİR

**R407C SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANILAN DÜŞEY TİP TOPRAK
KAYNAKLI ISI POMPASININ PERFORMANSININ
DENEYSEL İNCELENMESİ
(Doktora Tezi)**

Mustafa Bahadır ÖZDEMİR

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Haziran 2011**

ÖZET

Isı pompası, dışarıdan enerji verilmesi ile düşük sıcaklıktaki bir ortamdan aldığı ısıyı yüksek sıcaklıktaki ortama veren bir makinedir. Toprak kaynaklı ısı pompalarının (TKIP), yıl boyunca toprak sıcaklığının sabit (kararlı) olmasından dolayı verimleri yüksektir. Bu yüzden TKIP sistemleri geleneksel ısıtma ve soğutma sistemlerine göre daha ilgi çekicidir. TKIP sistemleri, ısıyı kışın topraktan binaya yazın da binadan toprağa transfer ederler.

Bilindiği üzere yakın zamana kadar, ısı pompalarında ve diğer soğutma ünitelerinde R12 ve R22 gibi ozon delme potansiyeli yüksek küresel ısınmaya neden olan soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Son yıllarda, R12 ve R22 gibi soğutucu akışkanların yerlerine, R407c ve R410a gibi alternatif soğutucu akışkanlar geliştirilmiştir. Ancak geliştirilen bu soğutucu akışkanları soğutuculara nazaran, ısı pompalarındaki performansları hakkında çok detaylı bilgiler mevcut değildir.

Bu çalışmada, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Anabilim Dalında 20,7 m³'lük hacme sahip bir odanın ısıtılması ve soğutulması için R407c soğutucu akışkanı kullanılan 40 m sondaj

derinliğine sahip düşey tip toprak kaynaklı bir ısı pompası kurulmuştur. Kurulan TKIP sisteminin enerji analizi ve ekserji verimleri, sondaj derinliğinin fonksiyonu olarak hem soğutma hem de ısıtma sezonu için belirlenmiştir. Tezin son bölümünde, elde edilen deneysel verilerin kullanıldığı yapay sinir ağı yaklaşımı (YSA) ile sistem performansı hem ısıtma hem de soğutma amaçları için ampirik olarak verilmiştir.

Bilim Kodu : 708.3.015
Anahtar Kelimeler : Soğutma, ısı pompası, R407c
Sayfa Adeti : 135
Tez Yöneticisi : Yrd. Doç. Dr. Musa Galip ÖZKAYA

**EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF PERFORMANCE
VERTICAL GROUND SOURCE HEAT PUMP IN WHICH
R407C IS USED
(Ph.D. Thesis)**

Mustafa Bahadır ÖZDEMİR

**GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE
June 2011**

ABSTRACT

Heat pump is a machine which absorbs heat from the space under low temperature condition and transfers to the space under high temperature condition by giving work. Ground source heat pumps (GSHPs) have a high performance because of constant earth temperature during the year. Thus, they are tremendous alternative as conventional heating and cooling systems.

As is known, the refrigerants, such as R12 and R22 which have ODP and GWP, are being used in heat pumps and other refrigeration units until quite recently. Some refrigerants, such as R407c and R410a, was developed as alternative to R12 and R22 in recent years. However, There is no detailed and enough knowledge about performance of these new refrigerants in the heat pumps.

In this study, a vertical GSHP with R407c has a 40 m-boring depth refrigerant was installed in Gazi University Technical Education Faculty Department of Installation Education for heating and cooling of a room which has a 20,7 m³-volume. The energy and exergy analyses of the installed GSHP were performed as a function of boring depth for

summer and winter seasons. In the last part of the study, the performance of the GSHP for both heating and cooling is given as empirical by using ANN approach in which experimental data was used.

Science Code : 708.3.015
Key Words : Refrigerating, heat pump, R407c
Page number : 135
Thesis Leader : Ass. Prof. Dr. Musa Galip ÖZKAYA

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmam sırasında değerli tavsiyeleriyle beni yönlendiren ve karşılaştığım zorlukları bilgi ve tecrübesiyle aşmama yardımcı olan, danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Musa Galip ÖZKAYA' ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmanın maddi desteğini sağlayan Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne ve sondaj çalışmalarında yardımlarını esirgemeyen Hendese Jeoteknik' ten Fatih ADİL beye teşekkür ederim.

Tez çalışmam sırasında desteğini gördüğüm Doç. Dr. Tayfun MENLİK hocama, deney setinin imalatı sırasında yardımlarından dolayı bölüm teknisyenimiz Köksal Ömer BOZOĞLU' na, öğrencilerimizden Yüksel BAYRAKTAR' a ve Fazlı BAYRAK' a teşekkürlerimi sunarım.

Daima beni destekleyen ve yardımcı olan eşim Ela' ya, desteğini ve sevgisini her zaman yanımda hissettiğim aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xiv
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR	xvii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
3. SOĞUTMA MAKİNALARI VE ISI POMPALARI	21
3.1. Su Kaynaklı Isı Pompaları	25
3.2. Hava Kaynaklı Isı Pompaları.....	27
3.3. Güneş Kaynaklı Isı Pompaları	28
3.4. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları.....	28
3.5. Soğutucu Akışkanlar	31
4. ISI POMPASI TASARIMI	34
4.1 Isı Pompasının Projelendirilmesi.....	34
4.1.1. Isı kaybı hesabı	34
4.1.2. Isı kazancı hesabı	35
4.2.Buharlaştırıcı Ve Yoğuşturucu Sıcaklıklarının Bulunması.....	42
4.2.1. Yoğuşturucu sıcaklığının belirlenmesi	42

Sayfa

4.2.2. Buharlaştırıcı sıcaklığının belirlenmesi	43
4.3. Isı Pompası Elemanlarının Kapasitelerinin Belirlenmesi	43
4.3.1 Yaz şartı (Soğutma mevsimi)	45
4.3.2 Kış şartı (Isıtma mevsimi)	46
4.4. Toprak Isı Değiştirici Boru Boyunun Hesaplanması	47
4.4.1. Toprak sıcaklıklarının belirlenmesi	48
4.4.2. Toprak direnci (R_T)	49
4.4.3. Boru direnci (R_b)	49
4.4.4. Çalışma faktörü (F_I veya F_S):	50
4.5. Sistem Elemanları Ve Otomasyon	55
4.6. Sondaj İşlemi Ve U-borusunun Yerleştirilmesi	57
4.7. Isı Pompası Ünitesinin Hazırlanması	63
5. DENEYSEL ÇALIŞMA	65
5.1. Deneylerde Ölçülen Parametreler	65
5.1.1 Sıcaklık ölçümleri	65
5.1.2 Debi ölçümleri	66
5.1.2 Basınç ölçümleri	67
5.1.2 Güç ölçümleri	67
5.2. Deneylerin Yapılışı	69
5.2.1. Belirsizlik analizi	67
5.2.2. Soğutma deneyleri	69
5.2.3. Isıtma deneyleri	75
6. EKSERJİ ANALİZİ	81

Sayfa

6.1.TKIP Sisteminin Ekserji Analizi	85
6.1.1. Soğutma mevsimi için ekserji analizi	88
6.1.2. Isıtma mevsimi için ekserji analizi.....	92
7. YAPAY SİNİR AĞLARI	96
7.1.Yapay Sinir Ağının Tanımı ve Biyolojik Yapısı	97
7.2.Yapay Sinir Ağlarının Uygulama Alanları	100
7.3.Yapay Sinir Ağlarında Öğrenme	101
7.4.Yapay Sinir Ağlarında Sorgulama	109
7.5.Yapay Sinir Ağları ile TKIP Sisteminin Performans Tahmini	110
7.5.1. Soğutma mevsimi için YSA ile performans tahmini	111
7.5.2. Isıtma mevsimi için YSA ile performans tahmini	116
8. SONUÇ VE ÖNERİLER	122
KAYNAKLAR	125
ÖZGEÇMİŞ	134

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. R407c soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri	33
Çizelge 4.1. Odanın ısı kaybı hesabı	35
Çizelge 4.2. İnsanlardan gelen ısı kazancı	36
Çizelge 4.3. İç hacimler için soğutma yük faktörü	37
Çizelge 4.4. Havalandırılmalı gazlı lambalarda artık ısı faktörü (μB)	38
Çizelge 4.5. Aydınlatma araçlarının anma aydınlatma şiddetleri (EN)	38
Çizelge 4.6. Özgül aydınlatma değeri (p).....	39
Çizelge 4.7. Üç fazlı asenkron motorların yaydıkları ısı ve anma güçleri	40
Çizelge 4.8. Duvarlardan eşdeğer sıcaklık farkları (Δt_{es})	40
Çizelge 4.9. Normal camlı pencereden 40° kuzey enleminde gelen en fazla güneş ışıınımı	41
Çizelge 4.10. Pencere ortalama güneş ışıınımı geçirgenlik faktörü (b).....	41
Çizelge 4.11. Dışarı için ışıınım yük faktörü (S_a)	42
Çizelge 4.12. Sistemin tasarım şartları	43
Çizelge 4.13. Çalışma noktaların termodinamik özellikleri	44
Çizelge 4.14. Tasarımda önemli büyüklükler	47
Çizelge 4.15. Toprak direnci	49
Çizelge 4.16. Boru direnci.....	50
Çizelge 4.17. Ankara dış hava sıcaklık aralığı verisi	51
Çizelge 4.18. İşletme faktörünün hesaplanması	52
Çizelge 4.19. TID boru boyu hesaplamasında kullanılan değişkenler.....	54
Çizelge 4.20. Sistemin ana bileşenleri ve karakteristik bilgileri	64

Çizelge	Sayfa
Çizelge 5.1. Ölçüm noktaları ve ısı çift tipleri	66
Çizelge 5.2. Ölçü aletlerinin hassasiyeti ve belirsizliği	69
Çizelge 6.1. Soğutma periyodunda belirlenen çeşitli fiziksel özellikler ve ekserji miktarları	91
Çizelge 6.2. Isıtma mevsiminde belirlenen çeşitli fiziksel özellikler ve ekserji miktarları	94
Çizelge 7.1. Eş 7.13' de kullanılan sabitler	114
Çizelge 7.2. Normalizasyon için kullanılan V_{min} ve V_{max} değerleri	114
Çizelge 7.3. Eş 7.21' de kullanılan sabitler	119
Çizelge 7.4. Normalizasyon için kullanılan V_{min} ve V_{max} değerleri	120

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin elemanları	21
Şekil 3.2. Buhar sıkıştırırmalı ideal soğutma çevriminin logP-h diyagramı.	22
Şekil 3.3. Soğutma makinesi ve ısı pompasının termodinamik modeli.....	23
Şekil 3.4. Basit Rankine çevrimi ve ısı pompası şeması.	24
Şekil 3.5. Yer üstü su kaynaklı ısı pompası uygulaması.	26
Şekil 3.6. Yer altı su kaynaklı ısı pompası uygulaması.	26
Şekil 3.7. Yatay tip TKIP pompasının uygulaması	29
Şekil 3.8. Yatay tip TKIP pompasının uygulaması	30
Şekil 4.1. Isıtılması ve soğutulması düşünülen odanın üstten görünüşü	34
Şekil 4.2. R407c soğutucu akışkanın logP-h Diyagramı	44
Şekil 4.3. Mahalin ısıtma ve soğutma yük profili	52
Şekil 5.1. Kurulan sistemin soğutma modu şematik görünümü.....	70
Şekil 5.2. Çevre, iç ortam ve su-antifriz sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi.....	73
Şekil 5.3. $T_{ç,hava}$, $T_{g,hava}$ sıcaklıkları ile COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin zamana göre değişimleri	73
Şekil 5.4. $T_{ç,sa}$, $T_{g,sa}$, T_{toprak} ve Q_{td} değerlerinin zamana göre değişimleri....	74
Şekil 5.5. $T_{ç,sa}$, $T_{g,sa}$, T_{toprak} , $T_{g,hava}$, $T_{ç,hava}$, $T_{dış}$, COP_{sis} değerlerinin zamana göre değişimleri	75
Şekil 5.6. Kurulan sistemin ısıtma modu şematik görünümü.....	76
Şekil 5.7. Çevre, iç ortam ve su-antifriz sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi.....	78
Şekil 5.8. $T_{ç,hava}$, $T_{g,hava}$ sıcaklıkları ile COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin zamana bağlı değişimleri	79

Şekil	Sayfa
Şekil 5.9. $T_{ç,toprak}$, $T_{g,toprak}$, T_{toprak} ve Q_{ttd} değerlerinin zamana göre değişimleri	80
Şekil 5.10. $T_{ç,sa}$, $T_{g,sa}$, T_{toprak} , $T_{g,hava}$, $T_{ç,hava}$, $T_{dış}$ ve COP_{sis} değerlerinin zamana göre değişimleri	80
Şekil 6.1. Toplam enerji dengesi	82
Şekil 6.2. Soğutma mevsimi için kullanılacak karakteristik noktaların yerleri	89
Şekil 6.3. Sistem elemanlarının ekserji kayıpları	92
Şekil 6.4. Isıtma mevsimi için kullanılacak karakteristik noktaların yerleri	92
Şekil 6.5. Sistem elemanlarının ekserji kayıpları	95
Şekil 7.1. Biyolojik nöron/sinir hücresinin şematik yapısı	98
Şekil 7.2. Yapay sinir hücre yapısı	100
Şekil 7.3. a) Hard limitler, b) Threshold, c) Sigmoid, fonksiyonları	104
Şekil 7.4. Girdi katmanı 30 hücreli, saklı katmanı 6 hücreli, çıktı katmanı 8 hücreli bir sinir ağı.	108
Şekil 7.5. Yapay sinir ağında kullanılan blok diyagramların görünümü	111
Şekil 7.6. Üç gizli katman ve sekiz nörondan oluşan YSA'nın yapısı	113
Şekil 7.7. YSA modelinin performansı	115
Şekil 7.8. YSA'nın tahmini COP değerleri ile deneyden alınan gerçek COP değerlerinin değişimi	116
Şekil 7.9. Üç gizli katman ve yedi nörondan oluşan YSA'nın yapısı	118
Şekil 7.10. YSA modelinin performansı	120
Şekil 7.11. YSA'nın tahmini COP değerleri ile deneyden alınan gerçek COP değerlerinin değişimi	121

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 4.1. Kazı aracının fotoğrafı.....	58
Resim 4.2. Devirdaim çukuru	59
Resim 4.3. U-borusunun kuyu içerisine yerleştirmek için hazırlanışı	60
Resim 4.4. U bağlantısı ve ucuna bağlanan ağırlık.....	61
Resim 4.5. Toprak altı sıcaklığını ölçmek için kullanılan termokupl	61
Resim 4.6. U-borusunun kuyu içerisine yerleştirilmesi.....	62
Resim 4.7. Drenaj borusunun görünümü	63
Resim 5.1. Veri kaydedicisinin ve bilgisayarın görünümü	65
Resim 5.2. Su saatinin bağlantısı.....	66
Resim 5. 3. Manometrelerin ve basınç transmitterlerin bağlantısı.....	67

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
A	Yüzey alanı, m ²
a	Hassasiyet
A₁	Güneş gören cam yüzey alanı, m ²
b	Pencere geçirgenlik faktörü,
C_{p,hava}	Havanın özgül ısısı, KJ/kg ^o C
C_{psa}	Su Antifriz Karışımının Özgül ısısı, kJ/kg °C
e	Özgül enerji, kJ/s
$\dot{E}_\zeta$	Isı, iş ve kütle yoluyla sistemden çıkan net enerji, kJ/s
$\dot{E}_g$	Isı, iş ve kütle yoluyla sisteme giren net Enerji, kJ/s
E_N	Anma aydınlatma şiddeti, klx
$\dot{E}_Q$	Isı transferi ekserjisi, kJ/s
$\dot{E}_W$	Mekanik enerjiye karşılık gelen birim zamandaki ekserji, kJ/s
$\dot{E}x_{ısı}$	Sisteme Isı Yoluyla Giren Ekserji Transferi, kJ/s
$\dot{E}x_k$	Ekserji Kaybı Miktarı, kJ/s
$\dot{E}x_{kazanılan,\zeta}$	Sistemden Transfer Olan Tüm Ekserjinin Toplamı, kJ/s
$\dot{E}x_{kullanılan}$	Bir İşlem İçin Gerekli Olan Ekserji Giriş Miktarı, kJ/s

Simgeler	Açıklama
F_i	Çalışma faktörü
h	Entalpi, kJ/kg
$I_{dif.max}$	Kuzey yön maksimum güneş ışınlam değeri, W/m^2
I_{max}	En fazla güneş ışınlam değeri, W/m^2
k	Isı iletim katsayısı, W/m^2K
$\dot{m}_{hava}$	Havanın debisi, kg/s
$\dot{m}_{sa}$	Su-Antifriz Karışımının debisi, kg/s
$\dot{m}_{soğ}$	Soğutucu akışkanın debisi, kg/s
n_i	Mahalde bulunan insan sayısı, kişi
n_M	Makine Sayısı
P	Basınç, bar
p	Özgöl aydınlatma faktörü, W/m^2klx
P_A	Aydınlatmaların toplam anma gücü, kW
P_j	Elektrikli makinelerin anma gücü, kW
P_o	Çevre basıncı, bar
Q_A	Aydınlatmadan gelen ısı kazancı, W
Q_B	Duvarlardan gelen ısı kazancı, kW
$\dot{Q}_e$	Buharlaştırıcıda çekilen ısı miktarı, kW
Q_H	Yüksek Isı Kaynağı, kW
Q_i	İnsanlardan Gelen Isı Kazancı, kW
Q_l	Isıtma yükü, kW
$\dot{Q}_k$	Yoğuşturucudan atılan ısı, kW

Simgeler	Açıklama
Q_L	Düşük Isı Kaynağı, kW
Q_M	Makinelerden gelen ısı kazancı, kW
$\dot{Q}_{net,g}$	Net ısı girişi, kW
q_i	Bir kişiden gelen ısı, W
Q_s	Soğutma yükü, kW
Q_R	Komşu duvarlardan gelen ısı, kW
$\dot{Q}_{nd}$	Toprağa atılan ısı miktarı, kW
$\dot{Q}_{iy}$	Odanın ısıtma yükü, kW
R^2	Çoklu saptama katsayısı
R_b	Boru direnci, m°C/w
R_t	Toprak direnci, m°C/w
S	Standart sapma
s	Entropi, kJ/kgK
$S_{\text{üretim}}$	Entropi Üretimi, kJ/kgK
T	Sıcaklık, °C
T_{buh}	Buharlaştırıcı veya evaporasyon sıcaklığı, °C
$T_{\text{ç,sa}}$	Su Antifriz karışımının çıkış sıcaklığı, °C
$T_{\text{ç,hava}}$	Havanın çıkış sıcaklığı, °C
T_D	Yılın en düşük toprak sıcaklığı, °C
$T_{g,sa}$	Su Antifriz karışımının giriş sıcaklığı, °C
$T_{g,hava}$	Havanın giriş sıcaklığı, °C
T_m	Ortalama yıllık toprak sıcaklığı, °C
T_{max}	Üniteye girecek yüksek su sıcaklık değeri, °C

Simgeler	Açıklama
T_{min}	Üniteye girecek düşük su sıcaklık değeri, °C
T_Y	Yılın en yüksek toprak sıcaklığı, °C
$T_{dış}$	Dış ortam sıcaklığı, °C
T_{oda}	Oda sıcaklığı, °C
T_o	Çevre sıcaklığı, °C
$T_{yoğ}$	Yoğuşturucu veya Kondenser sıcaklığı, °C
U	Ölçüm cihazlarının belirsizliği
v	Hız, m/s
V_n	Gerçek Değer
W	İş, kJ
$\dot{W}_{bf}$	Kompresör gücü, kW
$\dot{W}_k$	Buharlaştırıcı fanının gücü, kW
$W_{net,giren}$	Soğutma makinesine ve ısı pompasına giren Net İş, kJ
$\dot{W}_{sp}$	Dolaşım pompasının gücü, kW
$\dot{W}_{net,ç}$	Net İş Çıkışının Miktarı, kJ
X_M	Gözlemlerin aritmetik ortalaması
x_n	Yapay sinir hücresinin dendritleri
z	Girdi ağırlıklı toplamı
η	Makinelerin verimi
μ_{aj}	Eşit zamanda çalışan makinelerin yük faktörü,
μ_B	Artık ısı faktörü, m ³ /hW

Simgeler**Açıklama** **Δt**

Dış mahal ile mahal sıcaklıklarının farkı, °C

 $\Delta t_{eş}$

Eş değer sıcaklık farkı, °C

 ψ

Akış ekserjisi, kW

 μ

Öğrenme katsayısı

Kısaltmalar**Açıklama****Ashrae**

The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

COP

Performans katsayısı

COP_{ANN}

Program tarafından bulunmuş performans katsayısı

COP_{exp}

Deneyisel olarak hesaplanmış performans katsayısı

COP_{ip}

Isı pompası performans katsayısı

Cop_i

Isıtma performans katsayısı

COP_s

Soğutma performans katsayısı

COP_{sis}

Sistem performans katsayısı

DD

Dış duvar

DIN

Alman standardı

DÖ

Döşeme

EER

Enerji etkinlik oranı

GWP

Global warming potential

HKIP

Hava kaynaklı ısı pompası

HVAC

Heating ventilating and air conditioning

Kısaltmalar	Açıklama
LM	Levenberg-Marquardt
MAPE	Mutlak hata yüzdesi (mean absolute percentage error)
ODP	Ozan delme potansiyeli
Pe	Polietilen
RMSE	Ortalama karekök (root-mean squared)
TID	Toprak ısı değıştiricisi
TKIP	Toprak kaynaklı ısı pompası
ULIBTK	Ulusal Isı Bilimi Ve Tekniğı Kongresi
YSA	Yapay sinir ağı

1. GİRİŞ

Çevre sorunlarının ve kirliliğinin büyük bir bölümünde, enerji kaynaklarının kullanımı, diğer bir ifade ile enerji üretimi, çevrimi, iletimi ve tüketimi, endüstrinin bıraktığı atıklar, taşıtların egzoz gazlarındaki kirleticiler ve özellikle kentsel alanlarda, konutlardaki ısıtma ve soğutma ihtiyacını karşılamak üzere tüketilen enerjinin atık ürünleri etkili olmaktadır.

İnsanlık bir yandan rahat ve mutlubir yaşam adına teknolojik gelişme için elinden geleni yapmakta, bunun sonucunda olumsuz neticelerinden etkilenmemek için de yine teknolojiye başvurmaktadır. Soğutma alanında bu değişimden etkilenmektedir. Sürekli çevreye ve doğaya en az zarar verecek ve en iyi performansta çalışacak sistemler geliştirilmeye çalışılmaktadır. Bilindiği gibi birçok alanda soğutma sistemleri kullanılmaktadır. En çok kullanılan sistemler ısı pompası ve soğutma makineleridir. Isı pompaları soğutucu ve ısıtıcı sistemlerin temelini oluşturur. Isı pompası sistemlerine buzdolapları, klimalar, araç soğutma sistemleri, soğuk hava depoları örnek olarak verilebilir. Bu sistemlerde kullanılan soğutucu akışkanların bileşenlerinde bulunan klor ozon tabakasına zarar vermektedir. Yapısında klor bulunmayan hidrokarbonların ozon tahrip etme potansiyelleri (ODP: Ozon Depletion Potential) sıfırdır. Buna rağmen küresel ısınmaya (GWP: Global Warming Potential) biraz da olsa olumsuz etki yaparlar. Son birkaç yıla kadar imal edilen ısı pompalarında ve soğutma makinelerinde çevreye zarar veren R22 soğutucu akışkanı yaygın olarak kullanılmaktadır. R22 soğutucu akışkanının çevreye zararlı etkilerinden dolayı gelecekte kullanılmayacağı düşünüldüğü, alternatif olarak çevreye zarar vermeyen soğutucu akışkanların belirlenmesi ile ilgili araştırmalar başlanmış ve sonucunda, R22'ye alternatif olarak, çevreye zarar vermeyen ve R22'nin termodinamik özelliklerine benzer özellik gösteren R407c ve R410a soğutucu akışkanları geliştirilmiştir.

Enerji kaynaklarının sürekli azaldığı ve giderek pahalı olduğu günümüzde ısı pompalarının kullanılması petrol ve petrol kaynaklı enerji kaynaklarında dışa bağımlı olan ülkemizde, çevre sağlığını hiçbir şekilde bozmayan yapıları nedeniyle diğer ısıtma ve soğutma sistemlerine alternatif olabileceklerdir. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları (TKIP) sistemleri, toprağın içindeki sıcaklığın kararlı değişmesi ve soğuk iklimlerde performansını yüksek seviyede tutması nedenleriyle enerjinin kullanımında daha etkili sonuçlar ortaya çıkarmıştır. Bu yüzden birçok ülkede TKIP sisteminin kullanımı hükümetler tarafından teşvik edilmektedir.

Çalışmada, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Anabilim Dalında bulunan 20,7 m³ hacminde bir odanın ısıtılması ve soğutulması için 40 m uzunluğunda düşey tip toprak ısı değiştiricili (TID) bir TKIP sistemi kurulmuştur. Kurulan sistemin enerji analizi, yaz ve kış şartlarında yapılmış olup ölçülen deneysel veriler kullanılarak sistemdeki her bir elemanın sistem performansı (COP_{sis}) üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ulusal imkânlarla üretilen TKIP sisteminin standartlara göre performans testi yapılmış, elde edilen COP_{sis} değerlerinin bu standartlara uygun olduğu saptanmıştır. Ayrıca sistemindeki kayıpları ortaya çıkarmak ekserji analizi yapılmıştır. Ekserji analizi sonucunda sistem elemanlarında kayıplar hesaplanmış ve kayıpları en aza indirerek ısıl sistemin veriminin nasıl arttırılabileceği araştırılmıştır. Tezin son kısmında yapay zeka tekniklerinden son derece yaygın olarak kullanılan yapay sinir ağı (YSA) ile sistem modellemesi yapılmıştır.

Yapılan tez çalışması toplam 7 bölümden oluşmaktadır.

Çalışmanın ikinci bölümünde, ısı pompası sistemleri ile ilgili deneysel ve teorik olarak yapılan çalışmalar özet halinde verilmiştir.

Çalışmanın üçüncü bölümünde ısı pompaları ve soğutma makinelerinin tanımı yapılmış ve ısı pompaları kaynaklarına göre sınıflandırılmıştır. Ayrıca

soğutucu akışkanlar, alternatif soğutucu akışkanlar ve soğutucu akışkanların çevreye verdiği zararlar hakkında bilgilere yer verilmiştir.

Çalışmanın dördüncü bölümünde, düşey tip TKIP sisteminin sisteminin tasarımına ilişkin bilgiler verilmiş ve ısı pompasının kurulduğu odanın ısıtma ve soğutma yükü hesaplanmıştır. Tüm sistem elemanları ve otomasyonu anlatılmıştır. Deneysel çalışmanın önemli aşamasını oluşturan sondaj işleminin ve U-borusunun yerleştirilmesi detaylı olarak verilmiş ve fotoğrafları gösterilmiştir.

Çalışmanın beşinci bölümünde, deneysel çalışmalar için önemli olan belirsizlik analizi de yapılmıştır. Ayrıca soğutma ve ısıtma mevsimleri için elde edilen deneysel verilerin değişimi grafikler halinde verilmiş ve sistemin enerji analizi yapılmıştır.

Çalışmanın altıncı bölümünde, tasarlanan sistem için yapılan ekserji analizi kısaca anlatılmıştır. Bunun için ekserji bağıntıları türetilerek sistemin ekserji verimi hesaplanmıştır.

Çalışmanın yedinci bölümünde, kurulan TKIP sisteminin performansı yapay zekâ yöntemlerinden biri olan YSA kullanılarak tahmin edilmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Isı pompası prensibi 1824 yılında Carnot tarafından ortaya atıldıktan sonra bu konuyla ilgili ilk çalışma 1852 yılında Kelvin tarafından yapılmıştır. 1930-1931 yılları arasında ısı pompası ısıtma amaçlı Amerika'da kullanılmış ve 1952 yılında paket tip şeklinde piyasaya sürülmüştür [1].

Ev ısıtması için ilk ısı pompası Summer tarafından İngiltere'de kendi evinde başarılı bir şekilde kurulmuştur. Isı, atmosferik çevre havasından çekilmiştir. Daha sonra yapılan çalışmalar ile ısı 1 metre derinlikteki topraktan çekilmeye başlanmıştır. Bu sistemin ortalama ısıtma tesir katsayısı (ITK) 2,8'e ulaşmıştır ve günümüzde hala kullanılmaktadır [2].

İngiltere'de ilk ısı pompası ünitesi Norwich şirketi tarafından yapılmıştır. Soğutucu akışkan olarak SO₂ kullanılmış ve ortalama ITK 3'e ulaşmıştır. Sonra başka bir deneme ünitesi yazın soğutma, kışın ısıtma amacı ile kullanılmıştır. Sistemde soğutucu akışkan olarak Freon-12 kullanılmıştır ve ITK 5'e ulaşmıştır [3, 4].

TKIP'larının işletilmesi üzerine yapılan bir diğer çalışmada Hugnes ve arkadaşları tarafından yapılmıştır. Araştırmacılar, New York şehri dışında konutlara yönelik olarak toprak kaynaklı ısı pompalarının teknik ve ekonomik potansiyelini değerlendirmek amacıyla, çok aşamalı bir gösterim projesinden elde edilen sonuçları vermiştir. Bu çerçevede, ısıtma- soğutma performansı 1982-1984 yılları süresince gözlenmiştir [5].

Franck ve Berntsson, 10-40 m derinliğine kadar düşey borular kullanılarak, topraktan mevsimsel depolama ile güneş destekli ısı pompaları alanında İsveç'te yürütülen büyük bir araştırma programı doğrultusunda deneysel çalışmalar yapmışlardır [6].

Catan ve Baxter, kuzey iklim uygulamalarında toprak kaynaklı ısı pompalarının ekonomik açıdan optimum analizini yapmışlardır. Çalışmada Pittsburgh'da bulunan 167 m²'lik bir ev için, yatay tip TID'si olan su kaynaklı ısı pompasının geleneksel hava kaynaklı ısı pompası (HKIP) sistemlerine göre geri ödeme süresi 3 yıldan düşük bulunmuştur [7].

Fleming, Shanghai'deki bir bina için 130 ton'luk bir jeotermal ısı pompası sistemini tasarlayarak işletilmesini gerçekleştirmiştir [8].

Eskilson, sondaj kuyularında ısı çekilmesinin analizi başlıklı kitabında bu konuda yaptığı çalışmaları özetlemiştir. Derin sondajlarda iletimle ısı çekilmesinin analitik modellenmesi yapmıştır. Isıl duyarlılık testleri gerçekleştirilmiştir [9].

Lund ve arkadaşları, Taşkent' in iklim şartları için mevsimlik ısı depolamalı bir güneş ısıtma sisteminin bilgisayar simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışmada depolama ortamı olarak, silindirik bir su kuyusu kullanılmış ve hesaplamalar seçici yüzeyi olmayan toplayıcılar için yapılmıştır [10].

Martin, tek borulu, yatay toprak ısı değiştiricisi olan ısı pompası sisteminin tasarlanmasında kullanılan parametrelerdeki değişimin etkisini belirlemek üzere çalışmalar yapmıştır. Çalışmada, konutlar için ısı pompasının performansını ve enerji tüketimini bulmak için bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Ayrıca, ekonomik bakımdan optimum tasarımı belirlemek için, ekonomik analiz yapılmıştır [11].

Mei ve Baxter, kurmuş oldukları deney düzeneği ile doğrudan genişlemeli TID'in uygulamada karşılaşılan yarar ve sakıncalarını ortaya koymuşlardır [12].

Safemazandarani vd., doğrudan genleşmeli bir TKIP sisteminin simülasyonunda bir matematiksel model geliştirmişlerdir. TID'in tasarımında toprak sıcaklığı TID içerisinde dolaşan akışkanın toprağa giriş çıkış sıcaklıkları topraktan çekilen ve atılan ısı miktarını belirlemek için deneyler yapmışlardır [13].

Kavanaugh ve arkadaşları yaptıklarının yaptığı çalışmada, nehir yada göl suyu kullanımının ısıtma veya soğutma modunda olması gereken ideal su sıcaklık aralıklarını rapor etmişlerdir. Isıtma modunda 13-24 °C aralığının kabul edilebilir, 29 °C'nin altındaki su giriş sıcaklarında ise performansının yüksek olduğunu, 13 °C'nin altındaki su giriş sıcaklıklarının ise soğutma amaçlı kullanılması gerektiğini belirtmişlerdir [14,15].

Ataman, İstanbul Teknik Üniversitesinde "Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Tasarımı" başlıklı Yüksek lisans çalışmasında, İstanbul Göztepe'de inşa edilen bir konutun TKIP ile ısıtılmasını ele almıştır [16].

Slatisky ve Van Der Kamp, Kanada'da konutlara yönelik olarak beş toprak kaynaklı ısı pompasını değerlendirmiştir. 5-8 yıl arasında işletilen ısı pompası sistemleri iki yılı aşkın bir dönem boyunca performans bakımından izlenmiştir [17].

Meloy, Cowlitz İlçesi Adliye Sarayının, indirekt olarak ısı kaynağı kuyu suyu olan su kaynaklı ısı pompası sisteminin dönüştürülmesi üzerine çalışmış ve dönüşüm esnasında karşılaşılan sorunları belirtmiştir. Sistemin kurulduğu ilk yıl enerji tüketiminde %22 dolayında azalma sağlanmıştır [18].

Rafferty, yeraltı su sıcaklığı 22 °C olan 11266 kW'lık ve yeraltı suyu sıcaklığı 13 °C olan 549 kW'lık, iki farklı su kaynaklı ısı pompası sisteminin performanslarını araştırmıştır [19].

Kavanaugh, Amerika'nın güney iklimlerinde düşey toprak kaynaklı ısı pompalarının kabul edilebilirliğini ve işletme karakteristiklerini belirlemek üzere çalışmalarda bulunmuştur. Bu amaçla Alabama'daki 150 m²'lik bir konutta kurulan bir ısı pompasının soğutma ve ısıtma performansı araştırılmıştır [20].

İnanlı, yaptığı çalışmada, güneş enerjisinin toprak altındaki küresel ve silindirik tanklarda depolanması ve ısı pompası eşliğinde konutların ısıtılmasında, ısıtma sistemin yıllık performansını araştırmıştır [21].

Zao ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, ısı pompası kullanımının çevre kirlenmesini azalttığını, hali hazırda kullanılan birincil enerji kaynaklarının daha pahalıya mal oldukları için ısı pompalarının kullanımı ile önemli ölçüde enerji tasarrufu yapılabileceğini vurgulamışlardır [22].

Savaş, Dumlupınar Üniversitesinde "Toprak Kaynaklı Isı Pompası ile Konut Isıtılması" başlıklı çalışmada, tek katlı ve toprak ısı değiştiricilerinin yerleştirilmesine uygun, yeterli toprak alanı bulunan binaya döşmeden ısıtma metodunu uygulamıştır [23].

Healy vd., bir bilgisayar yazılımı ile, değişik sistem parametrelerinin, TKIP'nin performansına olan etkisinin belirlenmesi üzerine çalışmışlardır. Ayrıca, alışıla gelmiş ısıtma soğutma sistemleri ve HKIP'nin kullanıldığı yerde TKIP'nin kullanımını değerlendirmek için ekonomik analiz yapmışlardır [24].

Spilker, düşey TID'de kullanılan farklı dolgu malzemelerinin etkisini ısı iletkenlik testi yaparak açıklamıştır. Düşey TID' in delik çapının, boru tipinin, dolgu malzemesinin ve toprağın ısı özelliklerinin; ısı değiştiricisinin sıcaklığına ve tasarımına önemli etkisi olduğu vurgulamıştır [25].

Petit ve Meyer, Düşey tip TKIP ve HKIP'lerini yönünden karşılaştırmışlardır. TKIP'da toprağa açılan sondaj deliğinin ideal uzunluğunu ve maliyetini belirlemişlerdir. Sistemin ısıtma ve soğutma kapasiteleri, geri ödeme periyodu, performans değerleri, çalıştırma maliyetleri tek tek ele alınmıştır. Sonuç olarak HKIP'nın TKIP'sına göre önemli ölçüde daha ucuz olduğu sonucuna varmışlardır [26].

Leong ve arkadaşları, toprak tipinin ve nem içeriğinin TKIP performansı üzerine olan etkilerini incelemek amacıyla bir bilgisayar benzetimi oluşturarak beş değişik doyma derecesine sahip üç değişik toprak kullanmışlardır. Toprak kaynaklı ısı pompasının performansı üzerinde nem ve toprak tipinin önemli oranda etkili olduğunu göstermişlerdir [27].

Yumrutaş, yaptığı çalışmada, yeraltındaki küresel veya yarıküresel tip mevsimlik güneş enerjisi depoları ve ısı pompası desteğinde konutların ısıtılmasında, ısı sistemlerin yıllık periyodik performanslarının incelenmesi için bir model ve simülasyon vermiştir. İncelenen ısıtma sisteminde güneş enerjisinin yıl boyunca enerji deposuna aktarılması ve kış aylarında ise ısı pompası yardımı ile enerji deposundan çekilerek konutların ısıtılmasında kullanılmaktadır. Yer altından bulunan küresel veya yarıküresel şekildeki enerji deposu ve deponun çevresindeki jeolojik yapının geçici rejimdeki sıcaklığını hesaplamak için iki çözüm verilmiştir. Bu çözümler Kompleks Sonlu Fourier Dönüşümü, Süperpozisyon ve Sonlu Hankel Dönüşümü yöntemlerinin uygulamasıyla elde edilmiştir. Yıllık periyodik depo su sıcaklığı ve güneş enerjisi destekli konut ısıtma sisteminin ısı performansını bir mikrobilgisayar kullanarak hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar grafiklerle gösterilmiştir [28].

Zogou ve Stamatelos, hava ve toprak kaynaklı ısı pompalarının performans katsayıları üzerinde iklim şartlarının etkisini araştırmışlardır. Yaptıkları araştırmalarda binaların ısıtılmasında enerji tasarrufu açısından toprak kaynaklı ısı pompalarının önemli bir alternatif olduğunu ve bu sistemler için

en uygun iklim şartlarının Akdeniz iklimi ve yarı tropikal iklime sahip bölgeler olduğunu ileri sürmüştür [29].

Acar yaptığı çalışmada ise ev tipi bir soğutucunun kararlı hal modelini kurmuştur. Bu çalışmada cihazın soğuk odası ile çevre havası arasında çalışan gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin, işletme karakteristiklerini simüle eden bir bilgisayar programı geliştirilmiştir [30].

Salah El-Din, Arabistan'da toprak sıcaklığının derinliğe bağlı olarak periyodik değişimini kullanarak iki yaklaşım geliştirmiştir. Bunlar; Sinüs Dalgası ve Fourier Serisi yaklaşımıdır. Bu çalışmada, toprağın yutuculuğu ve havanın özgül nemi arttığında toprak içerisindeki ısı akısı değerinin ve toprak sıcaklığının arttığı, buharlaşma oranı ve rüzgâr hızı arttığında ise toprak içerisindeki ısı akısı değerinin ve toprak sıcaklığının azaldığını tespit etmiştir [31].

Allan Marita ve Kavanaugh, çimento esaslı harç dolguların düşey tip TID boru boyu üzerine olan etkilerini araştırmışlardır. TKIP yer altı ısı değiştiricilerinin performansları ve boru boylarının, ağırlıkla boru etrafındaki dolgu malzemesinin ısı iletimine bağlı olduğundan dolayı en iyi dolgu malzemesi ve karışım oranını tespit edebilmek amacıyla laboratuvar ortamında çeşitli deneyler yapmışlardır. Yaptıkları deneyler sonucunda uygun dolgu malzemesi ve karışım oranlarının tespit edilebilmesi ile ısı iletim katsayısında önemli bir iyileşmenin olduğunu görmüşlerdir. Silika kumu, alüminyum oksit tozu, çelik tozu ve silikan karpit gibi malzemelerin ısı iletim katsayılarını 1,7 W/mK' den 3,3 W/mK' e çıkardığını bulmuşlardır. Ayrıca çimento-kum harcı kullanımıyla düşey tip TID boru uzunluğundaki azalmanın teorik %22 ile %37 arasında olduğunu tespit etmişlerdir [32].

Hepbaşı ve Ertöz, TKIP'lerinin Türkiye'de yaygınlaşmasına ivme kazandırmak amacıyla yer kaynaklı ısı pompası konusunda çalışma yapmak

isteyenlere geniş kapsamlı bir literatür listesi hazırlamış böylelikle bu konunun ülkemizde gelişmesine katkı sağlamaya çalışmışlardır [33].

Çomaklı vd., 18 adet düzlemsel güneş kollektörü, bir adet gizli ısı depolama tankı ve hava kaynaklı bir buharlaştırıcının bulunduğu ısı pompası deney düzeneği tasarlamışlardır. 1990 yılında değişik ısı kaynaklı üç ısı pompası için ayrı ayrı deneyler yapmışlar ve bir bilgisayar programı yardımıyla sistemlerin performans katsayıları karşılaştırmışlardır [34].

Piechowski, yatay tip TID'in dizaynının kolay ve doğru bir şekilde hesaplanabilmesi için bilgisayar simülasyonu yapmıştır. Bu çalışma, toprak-boru yüzeyi gibi daha büyük sıcaklıkların olduğu ve nem hareketinin fazla olduğu yerlerde çözüme erişmek için yapılmıştır. Analitik çalışmada, implicit ve explicit yöntem kullanılmış ve bu iki yöntemin kıyası yapılmıştır [35].

Doğan, su kaynaklı ısı pompalarının çalışma prensipleri ile yer (toprak) kaynaklı ısı pompalarında ısının sistemlere nasıl aktarıldığını özetlemiştir. Ayrıca Ankara ili şartların da ele alınan bir konutun tüm yıl boyunca ısıtma ve soğutma yük profilini çıkartıp yıllık enerji tüketimi "bin" metoduna göre tahmin edilmeye çalışılmıştır [36].

Tarnawski ve arkadaşları, yüksek sıcaklıklardaki toprağın ısı iletkenliğinin tahmini için iki metot geliştirmişlerdir. Modellerden birincisi olan Vries modeli ile toprağın 30, 50 ve 70 °C sıcaklıkları için uygun tahminler elde edilmiş, 90 °C için ise orta derecede tahminlere varılmıştır. İkinci model olan Gori modelinde, toprağın 30 ve 50 °C'deki sıcaklıkları için uygun değerlere varılmıştır. İkinci modelde en iyi tahminler, toprağın tam kuru hali için elde edilmiştir. Yüksek sıcaklıktaki toprağın ısı ve nem taşınımının analizinde birinci model tavsiye edilmiştir [37].

Rees ve arkadaşları, yer ile temasta olan yapıların ısı performansları üzerinde toprak ısı transferinin etkilerini incelemişlerdir [38].

Ersöz, Ege Üniversitesinde “Toprak Kaynaklı Isı Pompası ile Bir Hacmin Soğutulması” başlıklı Yüksek lisans çalışmasında, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü binası içerisinde bulunan bir dersliği, TKIP sistemi ile soğutmayı hedeflemiştir. Bu amaçla, hava ve toprak sıcaklıkları, toprak özellikleri ve yatırım maliyetleri göz önünde tutularak ısı pompası ve TID tasarımı yapılmış, elde edilen teorik ve deneysel sonuçlar karşılaştırılıp değerlendirilmiştir. Sistemin verimliliği, kızgın buhar soğutuculu ve kızgın buhar soğutucusuz olarak incelemiş; kızgın buhar soğutuculu ile yaklaşık 3,1 kızgın buhar soğutucusuz ile yaklaşık 2,1 olarak tespit etmiştir [39].

Işık ve arkadaşları, yapmış oldukları çalışmada; su-su ve hava-su kaynaklı ısı pompalarının eş zamanlı olarak ısıtma ve soğutma şartlarında çalışmasındaki performansları deneysel olarak araştırılmıştır. Performans hesabında ideal, çevrim ve gerçek çalışma şartları olmak üzere üç farklı durum için analiz yapılmıştır. Yapılan incelemede ideal ve gerçek çalışma şartları arasındaki fark ortalama %35 dolaylarında olduğu gözlenmiştir. Özellikle ısı pompası seçiminde yanılığa düşmemek için buna dikkat edilmesi gerektiği vurgulanmıştır. Yapılan deneylerin sonucunda kullanılan ısı pompasının ısıtma amaçlı kullanımda ortalama 3, soğutma amaçlı kullanımda ise ortalama 2 performans katsayıları sağladığı saptanmıştır. Bu sonuçlar ısı pompasının klasik sistemlere göre avantajını ortaya koymaktadır [40].

Popiel vd., yaptıkları çalışmada toprak üzerindeki örtünün sıcaklık dağılımına etkisi incelenmiştir. Sıcaklık ölçerler, bir otoparkın altına ve çimle kaplı alanın altına yerleştirilmiştir. Çalışmada otopark ve çimenlik için farklı derinliklerdeki sıcaklık dağılımları verilmektedir. Haziran-Eylül ayları arasındaki, yaz dönemi için, otoparkın altındaki toprak sıcaklığının, çimenliğin altındaki toprak sıcaklığından daha yüksek olduğu belirtilmiştir [41].

Hepbaşlı, “Isı Pompası Sistemleri ve Konut Isıtılması” başlıklı Yüksek Lisans çalışmasında, ısı kaynağı olarak topraktan yararlanarak, toprak kaynaklı ısı

pompası ile konut ısıtılması üzerine çalışmıştır. Projelendirmesi yapılan tek katlı ve TID'in yerleştirilmesine uygun, yeterli toprak alanı bulunan konuta döşmeden ısıtma metodunu uygulamıştır. Bu çalışmada; hem yatay hem de düşey TID tasarımı yapılmış ve bu iki farklı yöntemin birbirine göre kıyası verilmiştir [42].

Michael Hughes H., ısı pompalarının çok çeşitli amaçlar için kullanıldığını inceleyen bir çalışma yapmıştır. Bu çeşitlilik bir alanın ısıtılmasından endüstriyel su ısıtmasına kadar değişiklik gösterir. Buhar sıkıştırılmalı ısı pompalarının soğutucularının seçimi, kaynağın ve akışkanın ısisına göre kararlaştırılacağını elde etmişlerdir. Ayrıca bir soğutucunun seçiminde üretim özelliklerinin yanı sıra termodinamik, taşınma ve güvenlik özellikleri de dikkate alınarak yapılacağını belirtmişlerdir. Bu çalışmada gelecekte uygulanacak ısı pompalarının soğutucu uygulamaları incelenmiştir [43].

De Swardt ve Meyer, yaptıkları çalışmada, yer kaynaklı bir ısı pompası ile hava kaynaklı bir ısı pompasını performans açısından karşılaştırmışlardır. Araştırmacılar, belediyenin içme suyu şebekesinden ısı çeken yer kaynaklı bir ısı pompası ile hava kaynaklı bir ısı pompasının deneysel ve teorik performanslarını ortam ısıtılması ve soğutulması bakımından karşılaştırmışlardır. Yeraltında kilometrelerce uzanan içme suyu şebekesinin ısı kaynağı olarak yeterli olabileceğini düşünen araştırmacıların yaptığı çalışmada, ısı transferini zemindeki topraktan yer ısı değiştirgecine su aracılığıyla en direkt olarak sağlamışlardır. Her iki tip ısı pompasının performans katsayıları ve kapasiteleri bölgenin iklim verileri kullanılarak hesaplanmıştır. Deneysel ve benzetim sonuçlarından elde edilen verilere göre ısı kaynağı olarak belediye su şebekesinin kullanımının endüstriyel iklimlendirmede özellikle de ısıtma modunda kullanıldığı zaman daha uygun olduğu sonucuna varmışlardır [44].

Kara ve Yüksel, sudan-suya çalışan bir ısı pompası deney düzeneği kurarak Erzurum şehir merkezinde bulunan bir sağlık merkezinin zeminden

ısıtılmasını sağlamışlardır. 35 °C'deki jeotermal kaynaklı suyun ısı enerjisi ısı pompası yardımıyla çekilerek 45 °C'de temiz su hazırlamakta ve yerden ısıtma panellerine göndermektedir. Yapılan bu çalışmada 7,2 kW kapasiteli ısı pompasının performans katsayısı 2,8 olarak bulunmuştur, Araştırmacılar çalışmalarında sonuç olarak, Türkiye'nin ısı pompalarında kullanılmak üzere düşük sıcaklıklı jeotermal enerji kaynakları yönünden çok iyi bir potansiyele sahip olduğunu da vurgulamışlardır [45].

Berntsson, çeşitli ısı kaynaklarını tanımlayarak ısı pompası tasarımında dikkate alınması gereken parametreleri belirtmiştir. Benrtsson ısı kaynaklarını dış ortam havası, eksoz havası, göl yada nehir suyu, toprak, kaya olmak üzere beş farklı grupta ele almıştır [46].

Witte vd., çalışmada, toprak kaynaklı ısı pompalarında toprak ısı değiştiricisinin maliyetinin yüksek olduğu ve bu nedenle toprağın termal özelliklerinin iyi belirlenmesi gerektiği belirtilmiştir. Kurulan ısı pompası sisteminde, toprak ısı değiştiricisinin giriş-çıkış sıcaklıkları ölçülerek toprağın ısı iletkenliği hesaplanmış ve sıcaklık dağılımı bulunmuştur [47].

Bi vd., tarafından Çin'de yapılan çalışmada, Düşey tip TID, toprağın 3 m derinliğine yerleştirilmiştir. Burada birkaç noktada sıcaklıklar ölçülmüş ve aynı noktalar için elde edilen analitik sonuçlar ile karşılaştırılmıştır ve değerlerin birbirine yakın olduğu belirtilmiştir [48].

Doherty vd., tarafından yapılmış olan çalışmada, ısıtma yükü 8 kW olan bir hacim için toprak kaynaklı ısı pompası sistemi kurulmuş, ısı taşıyıcı akışkan olarak R22, toprak ısı değiştiricisi olarak ise Düşey ve yatay spiral olmak üzere iki tip ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Isıtma mevsimi için yapılan deneylerde, Düşey toprak ısı değiştiricisinin kullanıldığı sistemin COP etki katsayısı, 2-4 değerleri arasında, yatay spiral ısı değiştiricisinin kullanıldığı sistemde COP değeri, 2,5-3 aralığında bulunmuştur [49].

Kıncay ve Temir, çalışmalarında, İstanbul Hadımköy'deki bir villanın ısı kaybı ve ısı kazancı değerleri bulunarak Düşey tip TKIP ile hem ısıtma hem de soğutma için boyutlandırma hesapları yapılmıştır. Yaz sezonunda bir metre sondaj borusu ile toprağa verilen ısı 0,067 kW'dır. "Bir Değere Getirilmiş Maliyet" yöntemine göre maliyeti bulunan ısı pompası sisteminin hava kaynaklı ısı pompası ile (aynı ısı kaybı ve kazancı için) maliyet karşılaştırması çizelge halinde sunulmuştur. Düşey tip toprak kaynaklı ısı pompasının ilk yatırım maliyetinin hava kaynaklı sisteme göre %6 daha yüksek, işletme maliyetinin %43 daha düşük ve yıllık toplam maliyetinin ise %19 daha az olduğu bulunmuştur [50].

Bi ve arkadaşları, teorik ve deneysel olarak düşey kıvrımlı kangal borulu ısı değiştirgeçli güneş-toprak kaynaklı ısı pompasını incelemişlerdir. Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası TKIP sistemi ve güneş-toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri karşılaştırılmıştır [51].

Elazığ'da ısıtma yükü 2,5 kW olan test odası için, 1 m ve 2 m derinliğe ayrı ayrı yerleştirilen yatay toprak ısı değiştiricileri kullanılarak, 2002-2003 yılı Kasım-Nisan ayları arasındaki ısıtma dönemi süresince ölçümler yapılmıştır. Bu ölçüm sonuçlarından, sistemin ortalama COP değeri, toprağın 1 m derinliğine yerleştirilen ısı değiştiricisinin kullanıldığı sistem için 2,66 ve 2 m derinliğe yerleştirilen ısı değiştiricisinin kullanıldığı sistem için 2,81 olarak bulunmuştur [52].

Diao ve arkadaşları, yer altı su hareketlerine maruz toprak ısı değiştirgecindeki ısı transferini etüt etmişlerdir [53].

Kyriakis ve arkadaşları, TID'nin maksimum ısı yükü üzerinde çalışma yapmışlardır. Toprağın ısı yükünün, toprağın ilk sıcaklığına ve uygulama süresine bağlı olduğunu tesbit etmişlerdir [54].

Sanner ve arkadaşları, dünyada yapılan tüm ısı duyarlılık testlerinin kısa tanımını, temel teorisini, tarihsel gelişimini ve tüm uygulamalarını özetlemişlerdir [55].

Ceylan vd., tarafından yapılan çalışmada, hava kaynaklı ısı pompalı bir kurutma fırınının elma kurutulmasında kullanımı incelenmiştir [56].

İnallı ve Esen tarafından yapılan bir çalışmada, Elazığ'da bir test odasının ısıtılması ve soğutulması için kurulmuş olan yatay toprak kaynaklı ısı pompası uygulaması için bu kez soğutma döneminde deneysel çalışmalar yapılmıştır. Toprak ısı değiştiricisi boruları, 2 m derinliğe yerleştirilmiştir. Haziran-Eylül döneminde alınan deneysel sonuçlara göre, ısı pompasının ortalama COP değeri 2,37 ve sistemin ortalama COP değeri ise 2,01 olarak bulunmuştur [57].

Trillat-Berdal ve arkadaşları, güneş kolektörü ile birleştirilmiş bir TKIP sisteminin deneysel çalışmasını sunmuşlardır. 180 m²'lik özel bir konutun ısıtılması için kurulan TKIP sisteminin güneş sistemi ile takviye edildiğinde nasıl bir iyileşme sağladığını tespit etmişlerdir [58].

Nagano ve arkadaşları, TKIP sistemlerinin performans tahmini ve tasarımı için yeni gelişmeleri irdelenmişlerdir. Çalışmalarında Sappora'da bir evin bahçesinde ısı duyarlılık testi yapılmıştır [59].

Esen vd., yaptıkları çalışmada, Elazığ' da kurulan yatay toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için, 2002-2003 ısıtma mevsiminde yapılan deneysel ölçümlerin sonuçları vermişlerdir. Bu sonuçlara göre; 2 m derinlikteki toprak ısı değiştiricisinin kullanıldığı sistemde, ortalama değerler, $COP_{sis}=2,82$ ve $COP_{ip}=3,42$ olarak, 1 m derinlikteki toprak ısı değiştiricisinin kullanıldığı sistemde, $COP_{sis}=2,68$ ve $COP_{ip} =3,13$ olarak bulunmuştur. Toprak sıcaklıkları da 1 m ve 2 m'de ölçülmüştür. 1 m derinlikteki ortalama toprak

sıcaklığı 11,4 °C ve 2 m derinlikteki ortalama toprak sıcaklığı 14,91 °C olarak ölçülmüştür [60].

Niğdelioğlu yaptığı çalışmada, soğutma için kullanılan bir ısı pompasının performansına toprak kaynaklı yatay ısı değiştiricisinin derinliği ve ısı değiştiricisinde dolaştırılan salamura debisi gibi parametrelerin etkisini deneysel olarak değerlendirmeyi amaçlamıştır. Kütahya ilinde gerçekleştirilen deneysel sonuçlarda ısı değiştiricisinin 1 m derinliğe gömüldüğü ısı pompasının performans değeri gözlenmiş ve soğutma tesir katsayısı değerleri bulunmuştur [61].

Yang vd., tarafından yapılan çalışmada, güneş-toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performansı hesaplanmış ve toprak sıcaklıkları toprağın derinliğine ve zamana göre hesaplanarak, sonuçları grafik olarak vermişlerdir [62].

Michopoulos ve arkadaşları, Kuzey Yunanistan'da bir TKIP sisteminin üç yıllık işletme deneylerinin sonuçlarını sunmuşlardır. Yunanistan'da kurulan en büyük sistem üç yıl boyunca gözlemlenmiştir ve sonuçta bu sistemin enerji ihtiyacının diğer geleneksel ısıtma ve soğutma sistemlerine nazaran daha düşük olduğu bulunmuştur [63].

Akpınar ve Hepbaşlı, tarafından yapılan çalışmada, Erzurum'da Atatürk Üniversitesi'ndeki, düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynak ile çalışan jeotermal ısı pompası ile İzmir'de Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsündeki düşey toprak kaynaklı ısı pompasının ekserji analizleri yapılmıştır. Her iki sistemde bulunan elemanlardaki tersinmezlikler hesaplanmıştır [64].

Badescu, toprak kaynaklı ısı pompasının, petrol, doğal gaz ve elektrik ile ekonomik karşılaştırmasını yapmış, sistemin 3-10 yıldan fazla işletme süresinde iyi bir ekonomik çözüm olabileceğini belirtmiştir [65].

Esen çalışmasında, Elazığ'da ısıtma ve soğutma amaçlı üç farklı derinlikte (30, 60 ve 90 m) düşey tip TKIP sistemi imal etmiştir. Bu amaçla ilkin, toprak ısı değiştiricisinin bulunduğu jeolojik yapının ısı iletkenliğini ve ısı direncini tespit etmek için bir ısı iletkenlik testi yapmıştır. Sondaj derinliğinin ısı sistem performansı üzerindeki etkisi deneysel olarak araştırılmıştır [66].

Özgener vd., çalışmasında, sera ısıtması için, güneş destekli düşey toprak kaynaklı ısı pompası sistemini kullanmıştır. Performans katsayısının (COP) en iyi değerinin, 7 Ocak 2004 günü, toprak kaynaklı ısı pompası için 3,14 ve sistem için 2,79 olarak bulunduğu ifade edilmiştir. 2003 yılı Aralık ayı ile 2004 yılı Mart ayları arasında alınan deneysel sonuçlara göre, ortalama COP değerlerinin, ısı pompası için 2,84 ve sistem için 2,27 olduğu belirtilmiştir [67].

Ünlü vd., Bursa Uludağ Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksek Okulu iklimlendirme Soğutma laboratuvarında kurulan bir TKIP sistemi 18,22 m³ hacmindeki test odasını ısıtmışlardır. İncelenen sistem, TID ünitesi ve mekanik buhar sıkıştırımlı ünitelerden oluşmaktadır. TID ünitesi, 7,5 m² boyutlarında açılan 2 m derinlikteki bir çukur içerisine, 20 m uzunluğunda, 0.016 m çapında, 30 cm aralıklarla yatay olarak döşenmiş polietilen borulardan oluşmuştur [68].

Özyurt vd., Erzurum Atatürk Üniversitesinde, mevcut ısıtma sistemlerine alternatif olabilecek bir TKIP sistemi tasarlamış ve kurmuşlardır. Deney düzeneği, U-borulu Düşey TID'li ve sıvı-sıvı prensibine göre çalışan buhar sıkıştırımlı bir ısı pompasıdır. Isıtma ünitesi, su dolaşım pompaları, yardımcı ve ölçüm elemanlarından meydana gelmiştir. Deneysel çalışmalardan elde edilen değerler ile sistemin performans katsayısı hesaplanmıştır. Ayrıca aynı sisteme güneş enerjisi ünitesi de ilave edilerek soğuk iklim bölgesinde güneş ve TKIP sisteminin deneysel incelenmesi yapılmıştır. Isı pompasının buharlaştırıcısı, gündüzleri güneş, geceleri toprak olmak üzere iki ayrı kaynaktan beslenmiştir [69].

Omer yaptığı çalışmada, toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin Kuzey Amerika, Avrupa ve dünyanın birçok yerinde uzun yıllardır kullanıldığı, İngiltere’de de boyler ve radyatör sistemlerinde yaygın olarak kullanıldığı vurgulamıştır. Ayrıca sistemin ilk yatırım maliyetinin konvansiyonel sistemlere göre daha yüksek olduğu buna karşın güvenilir, bakım maliyetleri az ve çevre dostu bir sistem olarak enerji etkinliğinin de yüksek olduğu belirtilmiştir. Çalışmada ayrıca konvansiyonel sistemlerin ve toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin CO₂ emisyonları ve enerji etkinlikleri karşılaştırılmıştır [70].

Florides ve Kalogirou, Kıbrıs’ta kurulan düşey tip TKIP sistemi üzerindeki deneysel verilerden U-borusu dolgusunun ısı performansını yerinde saptamışlardır. Sondaj deliği boyunca toprağın ısı iletkenliğini 1,605 W/mK, sondaj deliğinin ısı direnci de 0,257 K/(W/m) olarak hesaplamışlardır [71].

Balta vd., toprak kaynaklı ısı pompası üzerine teorik olarak yapılan bu çalışmada, enerji ve ekserji analizleri yapılmış, enerji girişinin 2,64 kW ve elde edilen enerjinin 6,01 kW olarak bulunduğu belirtilmiştir [72].

Dikici ve Akbulut, güneş enerjisiyle çalışan bir ısı pompası sistemini deneysel olarak inceleyerek sistemin enerji ve ekserji analizi yapmışlardır [73].

Altinkaya “Türkiye’de yer kaynaklı ısı pompası uygulamaları” isimli çalışmasında, yer kaynaklı ısı pompaları için yüksek performans ile düşük işletme maliyetin avantaj, bunun yanında ilk kurulum maliyetinin yüksek olması ve her yere uygulanmasının her zaman verimli olmamasının bir dezavantaj olduğunu belirtmiştir. Sistem maliyetini diğer enerji kaynakları ile karşılaştırmıştır. Sistemin ısıtma amaçlı doğal gaz ile karşılaştırdığında sistemin verimini yüksek bulmuştur. Buna karşın ilk yatırım maliyetlerini karşılaştırdığında sistemin geri ödeme süresini 9 yıl olarak bulmuştur. Bulunan bu değer Türkiye şartlarında pek de kabul edilebilir bir süre olmadığını belirtmiştir. Sistem soğutma ile birlikte kullanıldığında veya yalnızca soğutma ihtiyacı olan bölgelerde kullanıldığında yüksek COP ’si

nedeniyle kaynak tarafı yatırımına bağılı olarak 2 ila 3 yıl arasında kendini amorti ettiğini belirtmiştir. Soğutmada kaynak olarak denizin veya bir akarsuyun kullanılması durumunda COP değeri 6,5 - 8 değeri arasında olacağı sonucuna varmıştır [74].

Seçilmiş ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, Adıyaman Atatürk Baraj Gölü bağlantılı su kaynaklı ısı pompalı ısıtma-soğutma sistemi tasarımı yapmışlardır. Isı pompası devresinde çalışan soğutucu akışkan olarak R134a seçilmiştir. Sistemi oluşturan elemanlara kış ve yaz durumları için ayrı ayrı ekserji analizi uygulayarak tersinmezlikler, akış hali için kullanılabilirlikler, kayıp kullanılabilir enerjiler, II. Yasa verimleri ve sistemin ısıtma ve soğutma tesir katsayıları hesaplanarak, bunları etkileyen faktörler incelenmiş ve önerilerde bulunulmuşlardır [75].

Benli ve Durmuş, yaptıkları çalışmada, Elazığ'da toprak kaynaklı ısı pompasının kullanıldığı serada, performans katsayısının, ısı pompası için 2,3-3,8 ve sistem için 2-3,5 değerleri arasında değiştiğini belirtmişlerdir [76].

Demir vd., Yıldız Teknik Üniversitesi'nde yapılan bu çalışmada ısıtma kapasitesi 4 kW ve soğutma kapasitesi 2,7 kW olan toprak kaynaklı ısı pompası kullanılmış ve toprak ısı değiştirici borusu 1,8 m derinliğe yatay olarak yerleştirilmiştir. Teorik ve deneysel olarak toprak sıcaklık dağılımı, akışkanın toprak ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları belirlenmiştir [77].

Acar yaptığı çalışmada, Denizli havzasında en uygun ısı pompası uygulama değerlerinin hangi jeolojik birimde ve derinlikte olduğu ve bunların zamanla nasıl değiştiğine ilişkin verilerin elde edilmesi üzerinde durmuştur. Toprak kaynaklı ısı pompasının farklı uygulamaları da deneysel olarak gerçekleştirmiştir. Böylece gelişmiş ülkelerde kullanımı hızla yaygınlaşan TKIP'lerinin Türkiye'de kullanımı da bu alandaki bilgi ve veri eksikliğinin giderilmesiyle artacağını belirtmiştir [78].

Hwang vd., tarafından yapılan çalışmada, Kore'deki bir okul binası için toprak destekli ısı pompası sistemi kurulmuş ve sistemdeki toprak ısı değiştiricisi boruları 175 m derinliğe yerleştirilmiştir. Bu sistemin soğutma performansı incelenmiş ve sistemin, hava kaynaklı ısı pompalarına göre daha verimli olduğu belirtilmiştir [79].

Wang vd., güneş-toprak destekli ısı pompasının performansını deneysel olarak tesbit etmiş ve sonuçları bilgisayar simülasyonu ile karşılaştırmışlardır [80].

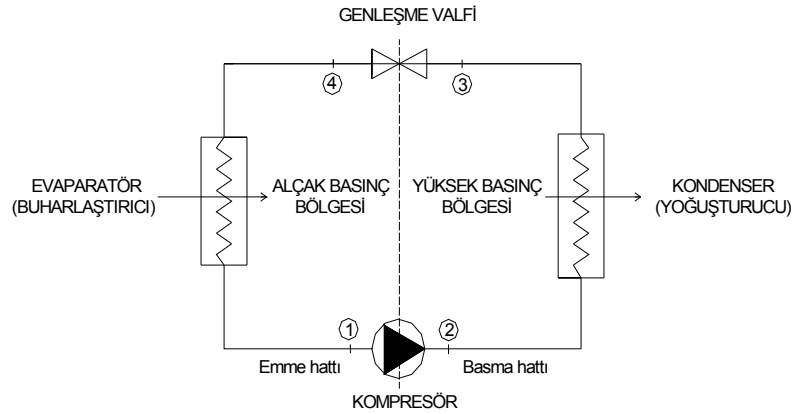
Tarnawski vd., Japonya'daki bir konut için, yatay tip TKIP sisteminin ısıtma ve soğutma dönemleri için bilgisayar simülasyonu ile performans analizlerini yapmışlardır. Çalışmada ayrıca, ısı pompasında kullanılan elektriğin, rüzgâr ve güneş gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlanması durumunda sera gazı emisyonu oluşturmeyen çevre dostu bir sistem olacağı belirtilmiştir [81].

Elbir A., Süleyman Demirel Üniversitesinde yaptığı yüksek lisans çalışmasında, Göller Bölgesi (Antalya, Burdur ve Isparta) için toprak kaynaklı ısı pompasının ekserji analizi yapmıştır. Isı pompasının elemanları olan kompresör, kondenser, kısma vanası, evaporatör, tank ve pompanın ekserji yıkım oranları ısıtma yapılan kış ayları için hesaplamıştır [82].

3. SOĞUTMA MAKİNELERİ VE ISI POMPALARI

Düşük sıcaklıkta bir ortamdan yüksek sıcaklıkta bir ortama ısı enerji aktaran makinelere ısı pompası denir. Soğutma makineleri ve ısı pompaları aynı çevrimi gerçekleştirirler, fakat kullanım amaçları farklıdır.

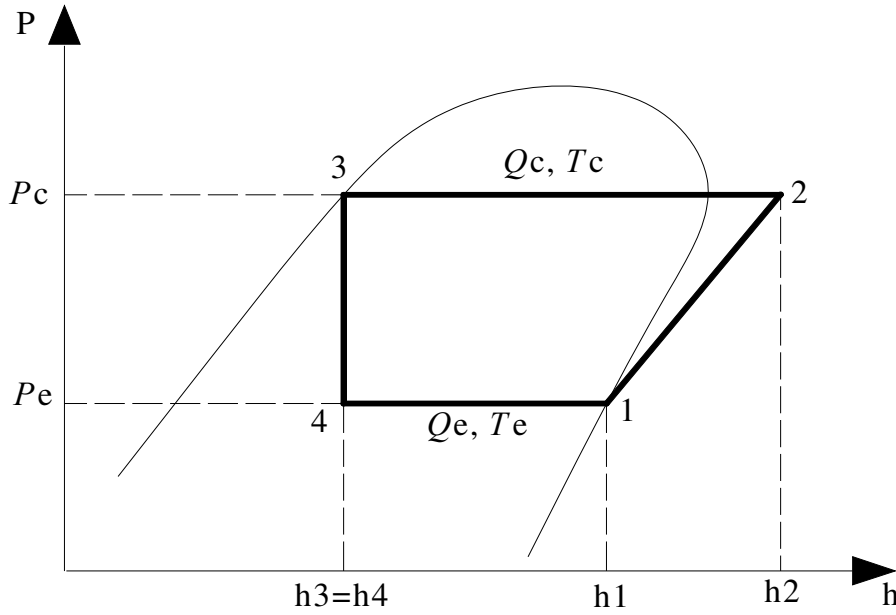
Bir soğutma makinesinin amacı düşük sıcaklıktaki ortamı, ortamdan ısı çekerek çevre sıcaklığının altında tutmaktır. Buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminin temel bileşenleri Şekil 3.1.'de görülmektedir [83].



Şekil 3.1. Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin elemanları

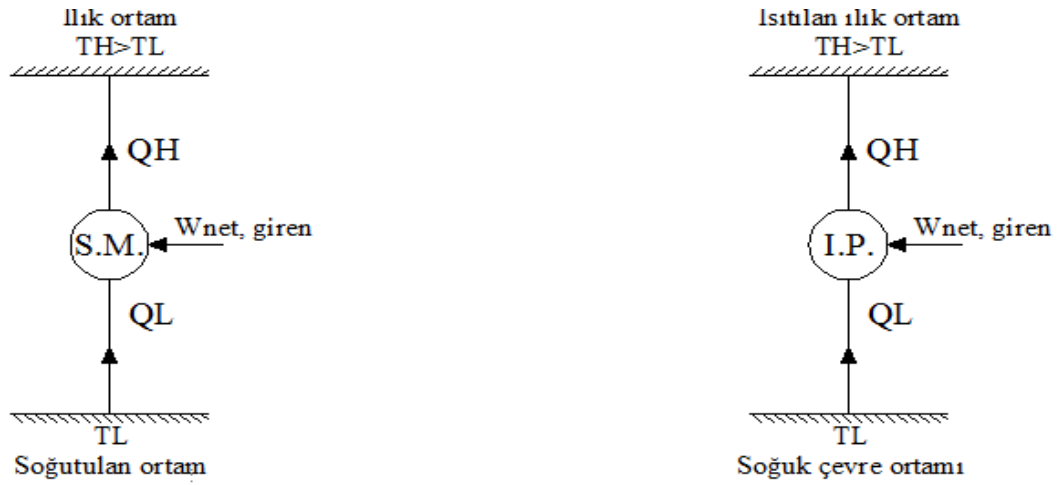
Şekil 3.1'de görüldüğü gibi sistemin temel elemanları; kompresör, yoğunlaştırıcı (kondenser), genleşme valfi veya kılcal boru ve buharlaştırıcı (evaporatör) dir. Sistemde; kompresör buharlaştırıcıdan gelen, düşük basınçtaki doymuş buhar halinde olan soğutucu akışkanı sıkıştırarak basıncını ve sıcaklığını yükseltir. Kompresörden yüksek basınçta çıkan akışkan yoğunlaştırıcıya gelir, burada soğutucu akışkandan çevreye ısı aktarımı gerçekleşerek soğutucu akışkan yoğunlaşır. Yoğunlaştırıcıdan sıvı olarak çıkan akışkan bir genleşme vanası veya kılcal borudan geçirilerek basıncı düşürülür. Düşük basınçta buharlaştırıcıya giren akışkan burada buharlaşır. Buharlaşma gerçekleşirken soğutulan ortamdan buharlaşma gizli ısısı çekilir ve böylece soğutma olayı gerçekleşmiş olur. Buharlaştırıcıdan

çıkan buhar fazındaki soğutucu akışkan düşük basınçta tekrar kompresöre girer. Buhar sıkıştırırmalı ideal soğutma çevriminin P-h diyagramı Şekil 3.2.'de verilmiştir [84].



Şekil 3.2. Buhar sıkıştırırmalı ideal soğutma çevriminin P-h diyagramı [45].

Buhar sıkıştırırmalı ideal soğutma çevriminde soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar olarak girer (1). Kompresörde izentropik olarak yoğunlaştırıcı basıncına kadar sıkıştırılır. Sıkıştırma sonunda soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre sıcaklığının üzerine çıkar ve soğutucu akışkan kızgın buhar olarak yoğunlaştırıcıya girer (2). Yoğunlaşma esnasında yoğunlaştırıcıdan çevreye ısı aktarımı gerçekleşir. Doymuş sıvı halindeki soğutucu akışkanın basıncı genleşme vanası veya kılcal borudan geçirilerek buharlaşma basıncına kadar düşürülür (3-4). Bu durumda soğutucu akışkanın sıcaklığı soğutulacak ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya sıvı ve buhar karışımı olarak girer ve soğutulacak ortamdan ısı çekerek buharlaşır (4-1). Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar olarak çıkar ve tekrar kompresöre girerek çevrim bu şekilde tamamlanmış olur. Şekil 3.3.'de soğutma makinesi ve ısı pompasının termodinamik modeli verilmiştir [84].



Şekil 3.3. Soğutma makinesi ve ısı pompasının termodinamik modeli

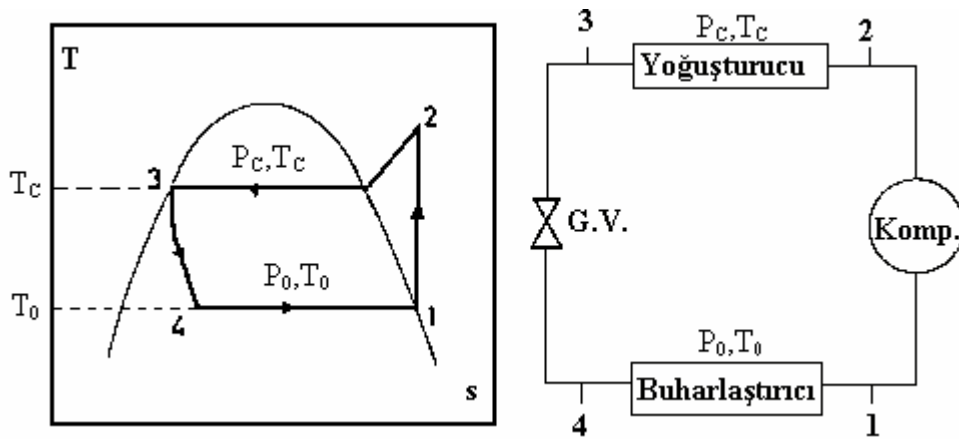
Burada Q_L , T_L sıcaklığındaki soğutulan ortamdan çekilen ısıyı göstermektedir. Q_H ise T_H sıcaklığındaki ılık ortama verilen ısıyı simgelemektedir. $W_{net,giren}$ soğutma makinesine ve ısı pompasına girilen net iştir [83].

Isı pompasının amacı ise bir ortamı sıcak tutmaktır. Isı pompası basit olarak ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama taşıyan ve elektrikle beslenen bir sistemdir. Isı pompası adını, ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama "pompalama" veya "taşıma" kabiliyetinden almaktadır. Isıtma sektöründe çoğu insan için ısı pompası terimi yenidir. Oysaki evlerimizdeki buzdolabı, klima, nem giderici ve dondurucular aynı mantığın ürünüdürler. Çalışma prensibi ısıyı taşıma mantığına uyduğundan "ısı pompası" başlığı altında toplanabilirler.

Isı pompaları genel anlamda ısıyı üretmek yerine taşımayı amaçlar. Bunun için de ısının alınacağı bir ısı kaynağına ihtiyaç vardır. Ülkemizde kullanılan ısı pompalarının hemen hemen hepsi ısı kaynağı olarak havayı kullanmaktadırlar. Günümüzde havayı ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompaları split klima olarak adlandırılmaktadır. Hava kaynaklı cihazların verimleri, dış hava sıcaklıklarının değişimlerinde, farklı değerler alırlar. Verim değerlerinin gün içinde dahi sabit kalması sebebiyle, işletme maliyetlerinde beklenmeyen artışlar meydana gelir. Bu verim değişimlerini önleyen sıcaklığı

sabit kabul edebilecek ısı kaynakları da mevcuttur. Bu amaçla kullanılan sıcaklığı sabit kabul edebilen ısı kaynakları toprak ve sudur. Toprak - Su kaynaklı ısı pompası teknolojisi yeryüzünün belirli bir derinliğinde sıcaklığın yıl içinde nispeten sabit kalması gerçeğine dayanır. Bahsedilen derinlikte, kışın yeryüzünün altında veya yer altı sularında depolanmış ısıyı binaya, yazın ise bina içindeki ısıyı yeraltına taşıyarak toprak tabakasının bu avantajı kullanılır. Kısaca yeraltı; kışın bir ısı kaynağı, yazın ise bir ısı çukuru olarak davranır.

Şekil 3.4.'de basit bir ısı pompası sistemi ve ideal Rankine çevrimi görülmektedir. Burada çevrim akışkanı düşük basınçta, düşük sıcaklıkta ısı kaynağından ısı çeker ve buharlaşarak kompresörde basıncı yükselir. Kompresörden yüksek sıcaklık ve basınçta çıkan akışkan yoğuşturucuya gelir. Akışkan yoğuşturucuda ısı verdikten sonra sıvılaşır ve genişleme vanasında tekrar buharlaştırıcı basıncına dönerek çevrimi tamamlar [78].



Şekil 3.4. Basit Rankine çevrimi ve ısı pompası şeması.

Sistemde; 1- 2 arasında Kompresörde, izentropik sıkıştırma, 2-3 arasında yoğuşturucuda, sabit basınçta dışarıya ısı verilmesi, 3-4 arasında genişleme valfinde, sabit entalpide genişleme ve son olarak 4-1 arasında buharlaştırıcıda, sabit basınçta dışarıdan ısı alma işlemi meydana gelmektedir [78].

3.1. Su Kaynaklı Isı Pompaları

Su kaynaklı ısı pompaları uygulamaları su kuyuları, göl, akarsu ve deniz gibi yüzey suları veya atık enerjili sular ile yapılmaktadır. Su kaynaklı ısı pompaları evsel uygulamalarda genelde açık devreli sistemlerdir. Su kaynaklı ısı pompaları 90 kW maksimum kapasitede üretilmektedirler ama uygulamalar 30 kW mertebelerine kadar pratikte yapılmaktadır. En çok yapılan uygulama, kuyudan bir pompa yardımı ile alınan suyun ısı pompası üzerinden geçirilerek tekrar toprağa döndürülmesidir. Normal uygulamada ikinci bir kuyu açılarak su buraya verilmeli, yüzeye deşarj edilmemelidir. Açılan kuyuların arasında minimum 15 m mesafe olması ve zemin su akış yönüne dikkat edilmesi gerekmektedir. Besleme kuyusu 15 m derinliğinde, boşaltma kuyusu ise 25 m derinlikte uygulanmalıdır. Zemin suyu akış yönü besleme kuyusundan boşaltma kuyusuna olacak şekilde kuyu yerleşimi belirlenmelidir aksi halde bypass riski oluşacaktır. Burada, kullanılan kuyu suyunun kalitesi cihaz ömrü açısından çok önemlidir. Öncelikle su analiz edilmelidir [39].

Göl, akarsu ve deniz gibi yerüstü suyu uygulamalarında ısı kaynağı suyun özelliklerinden dolayı, kapalı bir çevrim olarak bir ısı esanjörü üzerinden ısı pompası devresine enerji aktarmaktadırlar. İtalya da yapılan bir çalışmada Akdeniz kıyılarında deniz suyu kullanan ısı pompaları ile COP değerlerinin 5 mertebesinde olacağı ifade edilmektedir. Bu uygulamada deniz suyu boru ile kazan dairesine pompalanır. Bu su filtre edilir, biyolojik oluşumlar için dozajlanır veya elektrotlar arasından geçirilerek yüklenir. Sonrasında bir ısı değiştirgecinden geçtikten sonra tekrar denize geri verilir. Burada deniz suyunun alım ağzı, deniz suyu ile temastaki yüzeylerde yosun teşkili ve tuzlu suyun korozyon etkisi özel problemlerdir. Isı değiştiricisinde sekonder kapalı devre akışkanı olan temiz su soğutulur. Isı pompasının esanjöründe bu temiz su dolaşır. Bu sistem göl gibi yüzey suları, endüstriyel atık sular, kalitesiz sular halinde de kullanılabilir. Su kaynaklı ısı pompaları için Şekil 3.5.'de yer üstü uygulaması, Şekil 3.6.'da yer altı uygulaması görülmektedir [85].



Şekil 3.5. Yer üstü su kaynaklı ısı pompası uygulaması.



Şekil 3.6. Yer altı su kaynaklı ısı pompası uygulaması.

3.2. Hava Kaynaklı Isı Pompaları

Isı pompalarında en çok kullanılan ısı kaynağı havadır. Hava ısı pompası için, her yerde bulunabilen, ucuz ve bol bir ısı kaynağıdır. Bu nedenle tüm ülkelerde kullanılır. En büyük avantajları, sürekli bulunması, her ortamda kullanılabilmesi; kullanılan ekipmanların makul boyutlarda olması ve nispeten düşük işletme ve tesis maliyetleri gerektirmeleridir. Ayrıca tasarımı için, çok geniş ve ayrıntılı bilgi kaynakları mevcuttur.

Hava sıcaklığının çok değişken olması ve buzlanma problemi hava kaynaklı ısı pompalarının iki büyük dezavantajıdır.

Isı ihtiyacımızın yüksek olduğu dönemlerde kaynak sıcaklığı da düşüktür. Bu da ısı pompasının ısı kapasitesinin düşmesine neden olur. Bu durumda arta kalan ısı ihtiyacı genellikle ek bir ısı kaynağı tarafından karşılanır. Hava sıcaklığının çok değişken olması projelendirme ve ekipman seçimini zorlaştırır. Hava kaynaklı ısı pompalarında, ısı geçişini sağlamak amacıyla, kaynak sıcaklığı ile soğutucu akışkan sıcaklığı arasında genellikle 5-10 °C civarında sıcaklık farkı olur. Buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı 0 °C'nin altına düştüğünde, hava içinde bulunan su buharı buharlaştırıcı yüzeyleri üzerinde yoğunlaşarak buzlanmaya sebep olur. Bu buzun buharlaştırıcı yüzeyleri üzerinde uzun süre beklemesine müsaade edilmez, müsaade edildiği takdirde ısı transferi engellenmiş olur. Bu durum ise ısı pompası ısıtma tesir katsayısı ve kapasitenin düşmesine neden olur. Buharlaştırıcı yüzeyinde oluşan buzların periyodik olarak eritilmesi gerekir. Hava kaynaklı ısı pompalarında bir başka problem ise buharlaştırıcıda ısı geçişinin düşük olmasıdır. Bu nedenle ısı geçişini artırmak için genişletilmiş yüzeylerden ve fanlardan yararlanılır. Isı pompası dizaynı hava sıcaklığının düşük olduğu zamanlar için yapılırsa büyük bir dönemde kapasite fazlalığı olur. Bu durumda birkaç günlük çalışma için ilk yatırım maliyeti artar [78].

3.3. Güneş Kaynaklı Isı Pompaları

Isı kaynağı olarak güneş enerjisinden yararlanmanın en büyük avantajı, ısı pompası buharlaştırıcısı sıcaklığının yüksek seçilebilmesine imkân vermesidir. Dolayısıyla ısıtma tesir katsayısı, yükselmiş olur. Güneş enerjisinden yararlanan ısı pompası sistemleri, daha düşük toplayıcı sıcaklığında çalıştılarından, toplayıcı verimi diğer güneş enerjisi sistemlerinde olduğundan yüksektir [78].

ITK'nın artması bakımından güneş enerjisinin çok yüksek sıcaklıklara çıkabilmesi iyi bir avantajdır. Kaynak olarak güneş enerjisinden yararlanıldığında iki temel sistem söz konusudur. Bunlar direkt ve endirekt sistemlerdir. Direkt sistemlerde buharlaştırıcılar doğrudan güneş kolektörüne yerleştirilir. Endirekt sistemlerde ise kolektörden su veya su buharı geçirilerek kaynak olarak bunlardan yararlanılır.

Güneş enerjisinin en büyük dezavantajı ısının depolanmasının zor ve pahalı olmasıdır. Özellikle ısı ihtiyacının olduğu kış günlerinde güneş enerjisinin zayıflığı, ek bir ısıtma tesisine ihtiyaç duyulmasına yol açar. Bu da zaten pahalı olan sistemin maliyetinin daha da artmasına neden olur [78].

3.4. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları

Toprak kaynaklı ısı pompaları kapalı devre olarak çalışan sistemlerdir. Derin kuyu ve toprak kolektörü olmak üzere iki ana uygulama tipi bulunmaktadır. Toprağa gömülen borulardan oluşan toprak ısı değiştirgecinde ısı topraktan çekilir ve kapalı devre akışkanı tarafından ısı pompası eşanjörüne taşınır. Bu devrede antifrizli suyu dolaştıran bir dolaşım pompası bulunur. Sıcak sulu ısıtma devresi yine aynıdır. Toprak yerküre için bir yalıtım görevi görmektedir ve toprak yüzey sıcaklıkları mevsimlere göre yani dış hava sıcaklığına bağlı değişme göstermesine rağmen, yeryüzünün 15 m altından itibaren sıcaklık sabit olmaktadır. Toprak kaynaklı ısı pompaları yaklaşık 70 kW kapasitelere

kadar uygulanmaktadırlar ve çoklu uygulamalarda mümkün olmaktadır. COP değerleri işletme sıcaklıklarına bağlı olarak 2 ila 4.8 değerleri arasında değişmektedir [86].

Toprak kolektörü uygulamaları yüzeyden 1,5 - 2 m derinlikte yapılmaktadır ve ısı pompasından alınabilecek kapasite dış hava sıcaklıklarına bağlıdır. Toprak kolektörü uygulamasında, toprak 1-2 m kadar kaldırılarak borular serpantin halinde yatay olarak toprağa serilir ve tekrar üstü kapatılır. Uygulamada toprağa açılan kanallara yerleştirilen 1, 2 veya 4 sıra boru veya spiral şeklinde kıvrılmış borulardan veya tamamen kaldırılan toprağın altına serpantin şeklinde döşenen borulardan oluşur. Birbirine paralel devrelerden oluşan sistemde, bir devrenin boru uzunluğu 100 m'den fazla olmamalıdır. Borular arasında en az 0,7 ile 0,8 m aralık olmalıdır. Ayrıca bu kapalı devrede hava yapmamasına ve havanın tahliye edilebilmesine dikkat edilmelidir. 12 kW gücünde bir sistem için gerekli minimum alan 450 m² mertebesindedir. Bu boruların üzerine inşaat yapılamaz. Bu nedenle yoğun yapılaşma olan şehirlerde uygulama şansı zayıftır. Şekil 3.7.'de yatay tip toprak kaynaklı ısı pompasının uygulaması görülmektedir [87].



Şekil 3.7. Yatay tip TKIP pompasının uygulaması

Düşey TKIP, genellikle düşey bir sondaj deliği içinde, iki küçük çaplı, yüksek yoğunluklu polietilen (Pe) boruların yerleştirilmesiyle oluşturulmuştur. Borular, en altta U şeklinde bir dirsek ile ısı olarak kaynatılmıştır. Düşey boru $\frac{3}{4}$ "-1½" nominal çap aralığında değişmektedir. Sondaj deliği derinliği yerel delme koşulları ve mevcut ekipmana bağlı olarak, 15-180 m arasındadır [87].

Düşey TKIP' nın yararları; sıcaklık ve ısı özellikler içinde çok küçük değişiklik gösteren toprak ile temasta olan yerin göreceli olarak küçük bir alanını gerektirmesi, boru ve pompalama enerjisinin en küçük olması ve en etkin TSIP sistem performansını vermesidir. Sakıncaları ise; uygun donanım ve kurma personelinin sınırlı bulunuşundan dolayı, maliyetin yüksek olmasıdır.

Düşey TID' in tasarımı, bölgenin jeolojik şeklinin ve özelliklerinin ısı performansına etkisine bağlıdır. TID sistemlerinin doğru tasarımının yapılmasında temel amaçlardan biri, toprak bağlantılı ısı değiştiricisi uzunluğunun (sondaj deliğinin uzunluğu) hesabının doğru yapılmasıdır. Şekil 3.8.'de düşey tip toprak kaynaklı ısı pompasının uygulaması görülmektedir [87].



Şekil 3.8. Düşey tip TKIP pompasının uygulaması

3.5. Soğutucu Akışkanlar

Soğutma makinesi veya ısı pompası çevriminde ısıнын düşük sıcaklıklı hacimden alınarak yüksek sıcaklıktaki başka bir hacime iletilmesinde kullanılan ara maddeye soğutucu akışkan denir.

Çevrimlerde ısıнын bir ortamdan alınıp başka bir ortama iletilmesinde ara madde olarak kullanılan soğutucu akışkanlar ısı alış – verişini genellikle buhar halden sıvı hale (yoğuşturucuda) ve sıvı halden buhar hale (buharlaştırıcıda) dönüşüm devrelerinde sağlarlar. Soğutucu akışkanlar aşağıda bileşenlerine ve çevreye etkilerine göre sınıflandırılmıştır [85].

1. Kloroflorokarbon (CFC)

- Atmosferde 75 ile 120 yıl arasında kimyasal yapıları bozulmadan kalabilirler.
- Ozonu delme potansiyelleri (ODP) yüksektir.
- R11, R12, R13, R114 ve R115 uygulamada en çok kullanılanlardır.

2- Hidrokloroflorokarbon (HCFC)

- Atmosferde kimyasal yapıları bozulmadan uzun süre kalmazlar (15-20 yıl).
- ODP'leri düşüktür.
- R22, R124, R123 uygulamada en çok kullanılanlardır.

3- Hidroflorokarbon (HFC)

- Yapılarında klor atomu bulunmadığı için HFC'lerin ODP'leri sıfırdır.

- Küresel ısınmaya az miktarda olumsuz etki yaparlar.

4- Karışım ve İnorganik Soğutucu Akışkanlar

- İki veya daha fazla soğutucu akışkanın belirli oranlarda karıştırılarak elde edildiği yeni karışıma, karışım soğutucu akışkanlar adı verilir.
- İnorganik soğutucu akışkanlar 1900'lü yıllarda çok kullanılmasına rağmen günümüzde, yalnızca zehirleyici özelliği olmasına rağmen termodinamik özellikleri mükemmel olan amonyak (NH_3) kullanılmaktadır.
- En çok bilinen ve kullanılan karışımlar R500, R502, R404A, R407c ve R410A'dır.

Yakın zamanlara kadar soğutucularda ve ısı pompalarında yaygın olarak kullanılan R12 ve R22 gibi soğutucu akışkanların yerlerine, R407c ve R410A gibi alternatif soğutucu akışkanlar geliştirilmiştir.

R407c, soğutma cihazlarında yeni kullanılmaya başlanan üç hidroflorokarbonun (HFC) karışımından oluşan ve ozonu tahrip etmeyen bir soğutucu akışkandır. Performans karakteristiği R22 soğutucu akışkanına benzemektedir. R407c soğutucu akışkanı oluşturan gazlar ve karışım oranları aşağıda verilmiştir.

- R134a (Tetrafloroetan) $\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$ %52
- R125 (Pentafloroetan) CHF_2CF_3 %25
- R32 (Diflorodihidrometan) CH_2F_2 %23

R407c'yi oluşturan soğutucu akışkanların oranları çok kritiktir (sistemde soğutkanın sıvı ya da gaz oluşuna göre değişmektedir), bu nedenle sistemde gaz kaçağı olduğunda karışım oranları bozulduğundan tüm soğutkan

atılarak yeniden (sıvı halde) gaz dolumu yapılmalıdır. Çizelge 3.1.' de R407c soğutucu gazının termodinamik özellikleri verilmiştir [88].

Çizelge 3.1. R407c soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri

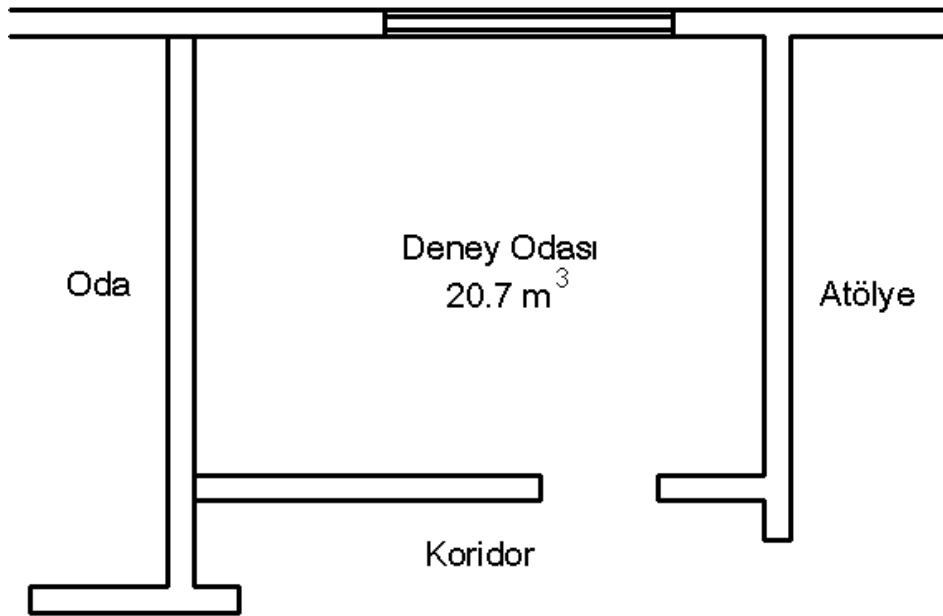
Özellikler	Gösteriliş/Değer
Kimyasal Formül	$\text{CHF}_2\text{CF}_3/\text{CH}_2\text{F}_2/\text{CH}_2\text{FCF}_3$
Molekül Ağırlığı, (gr/mol)	86,2
Kritik Sıcaklık, ($^{\circ}\text{C}$)	86
Kritik Basınç, (bar)	46,3
C_p gaz, (kJ/kgK)	$25^{\circ}\text{C}'\text{de } 1,107$
C_v gaz, (kJ/kgK)	$25^{\circ}\text{C}'\text{de } 0,8323$
C_p/C_v oranı	1,33
Buhar yoğunluğu, (kg/m^3)	$25^{\circ}\text{C}'\text{de } 43,8$
Sıvı yoğunluğu, (kg/m^3)	$25^{\circ}\text{C}'\text{de } 1138$
Atmosferde Kaynama Noktası, ($^{\circ}\text{C}$)	-43,8
Renk	Renksiz
Ayrışma veya Bozulma Sıcaklığı	Bilinmiyor

Ancak geliştirilen bu alternatif soğutucu akışkanlar soğutuculara nazaran, ısı pompalarındaki performansları hakkında yeterli bilgiler mevcut değildir.

4. ISI POMPASI TASARIMI

4.1 Isı Pompasının Projelendirilmesi

Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi zemin katında bulunan 20.7 m^3 hacminde Şekil 4.1.'de plan görünüşü verilen bir çalışma odasının ısı pompası yardımıyla ısıtılması ve soğutulması esas alınarak ısı kaybı, ısı kazancı, cihaz seçimi ve diğer hesaplamalar yapılmıştır.



Şekil 4.1. Isıtılması ve soğutulması düşünülen odanın plan görünüşü

4.1.1. Isı kaybı hesabı

Odanın ısı kaybı DIN 4701'e göre Çizelge 4.1'de gösterildiği gibi hesaplanmış ve odanın ısıtma yükü 1305,18 W olarak bulunmuştur [89].

Çizelge 4.1. Odanın ısı kaybı hesabı

Projeyle İlişkin: Ada No:					Parsel No:			Proje Dış Sıcaklığı:					Sayfa No:					
Yapı Özelliği					ISI KAYBI HESABI										KatNo:			
															Tesisatın Cinsi			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17		
YAPI BİLEŞENİ		ALAN HESABI						ISI KAYBI HESABI				ARTTIRIMLAR				Toplam ısı ihtiyacı		
Yapı Bileşeni İşareti	Yönü	Kalınlığı	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan	Toplam ısı Geçiş Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Zararlı ısı Kaybı	Birleştirilmiş Artırım Katsayısı	Yön Artırım Katsayısı	Kat Yükseklik Artırım Katsayısı	Toplam Artırım Katsayısı			
								A	U	ΔT	q _e	Z ₀	Z _v	Z _n	Z			
		cm	m		m ²	ad.	m ²	m ²	W/m ² K	K	W	%	%	%	1+%			
DD	GB	20	3	3	9	1	1,6	7,4	1,436	34	361,3							
D1		20	2,3	3	6,9	1		6,9	1,436	7	69,36							
D2		20	2,3	3	6,9	1		6,9	1,436	2	19,9							
D3		10	3	3	9	1	1,89	7,11	1,483	7	73,9							
TA		20	3	2,3	6,9	1		6,9	1,436	34	336,9							
DÖ		20	3	2,3	6,9	1		6,9	1,436	16	148,63							
PE			2	0,8	1,6	1		1,6	3,02	34	164,29							
KA			2,1	0,9	1,89	1		1,89	3,02	7	39,96							
											1214,24							
											Q ₀ =1+(0,07*1,07)*q _e							
											TOPLAM ISI KAYBI					1305,18		

DD: Dış duvar, D1: Atölye tarafı, D2: Oda tarafı, D3: Koridor tarafı TA: Tavan, DÖ: Döşeme
PE: Pencere, KA: Kapi

4.1.2. Isı kazancı hesabı

Isı kazancının hesaplanmasında; insanlardan ve aydınlatmadan oluşan ısı kazançları, duvarlardan taşınım ile olan ısı kazançları, pencerelerden güneş radyasyonu ile olan ısı kazançları ve makinelerden gelen ısı kazançları dikkate alınır [90]. Toplam ısı kazancı Eş. 4.1'e göre hesaplanır.

$$Q_{IK} = Q_i + Q_A + Q_B + Q_R + Q_M + Q_{sp} \quad (4.1)$$

Burada insanlardan gelen ısı kazancı Q_i (W), aydınlatmadan gelen ısı kazancı Q_A (W), duvarlardan gelen ısı kazancı Q_B (W), Komşu duvarlardan gelen ısı kazancı Q_R (W), Q_M (W) ise makinelerden gelen, Q_{sp} (W) pencerelerden gelen ısı kazancıdır.

İnsanlardan gelen ısı kazancı:

İnsanlardan gelen ısı kazancı Eş. 4.2'e göre hesaplanır.

$$Q_i = n_i q_i S_i \quad (4.2)$$

Burada, n_i mahalde bulunan insan sayısıdır. q_i bir kişiden gelen ısı kazancıdır. Çizelge 4.2.'e göre bulunur. S_i iç mahaller için soğutma yük faktörüdür. Çizelge 4.3.'e göre bulunur.

Çizelge 4.2. İnsanlardan gelen ısı kazancı

MAHAL HAVASI SICAKLIĞI	İNSANLARIN HAREKETLİLİK DURUMU											
	HAFİF İŞ YAPAN				ORTA İŞ YAPAN				AĞIR İŞ YAPAN			
	DUYULUR ISI	GİZLİ ISI	TOPLAM ISI	NEM KATKISI	DUYULUR ISI	GİZLİ ISI	TOPLAM ISI	NEM KATKISI	DUYULUR ISI	GİZLİ ISI	TOPLAM ISI	NEM KATKISI
t_{oC}	q_{duy} W	q_{giz} W	q_{top} W	$\dot{m}_D$ g/h	q_{duy} W	q_{giz} W	q_{top} W	$\dot{m}_D$ g/h	q_{duy} W	q_{giz} W	q_{top} W	$\dot{m}_D$ g/h
16	105	20	125	30	-	-	-	-	-	-	-	-
18	100	25	125	35	125	65	190	95	155	115	270	165
20	95	25	120	35	115	75	190	110	140	130	270	185
22	90	30	120	40	105	85	190	125	120	150	270	215
23	85	35	120	50	100	90	190	135	115	155	270	225
24	75	40	115	60	95	95	190	140	110	160	270	230
25	75	40	115	60	90	100	190	145	105	165	270	240
26	70	45	115	65	85	105	190	150	95	170	270	250
28	60	70	130	85	-	-	-	-	-	-	-	-

Çizelge 4.3. İç hacimler için soğutma yük faktörü

Başlangıç ve bitiş saatleri	MAHAL YAPI TİPLERİ											
	XL (Çok hafif)			L (Hafif)			M (Orta)			S (Ağır)		
	Konvektif ısı yayılım oranı %											
	0	30	50	0	30	50	0	30	50	0	30	50
8 ⁰⁰ - 16 ⁰⁰	0,90	0,93	0,95	0,80	0,86	0,90	0,73	0,81	0,86	0,63	0,74	0,81
8 ⁰⁰ - 20 ⁰⁰	0,93	0,95	0,97	0,89	0,92	0,94	0,83	0,88	0,92	0,75	0,82	0,87
7 ⁰⁰ - 12 ⁰⁰ 14 ⁰⁰ - 17 ⁰⁰	0,89	0,92	0,95	0,74	0,82	0,87	0,69	0,79	0,85	0,61	0,73	0,80
6 ⁰⁰ - 12 ⁰⁰ 14 ⁰⁰ - 18 ⁰⁰	0,91	0,94	0,95	0,80	0,86	0,90	0,75	0,83	0,88	0,67	0,77	0,84

Aydınlatmadan gelen ısı kazancı;

Aydınlatmadan gelen ısı kazancı Eş. 4.3'e göre hesaplanır.

$$Q_A = P_A \ell_I \mu_B S_i \quad (4.3)$$

Burada, P_A aydınlatma araçlarının toplam anma gücünü, ℓ_I eş zaman faktörünü gösterir. μ_B artık ısı faktörü Çizelge 4.4'e göre, S_i iç hacimler için soğutma yük faktörü ise Çizelge 4.3'e göre bulunur.

Aydınlatma araçlarının toplam anma gücü Eş. 4.4'e göre hesaplanır.

$$P_A = E_N p A \quad (4.4)$$

Burada E_N anma aydınlatma şiddeti Çizelge 4.5'den, p özgül aydınlatma faktörü Çizelge 4.6' dan bulunur. A (m^2) toplam taban yüzey alanı ifade eder.

Çizelge 4.4. Havalandırılmalı gazlı lambalarda artık ısı faktörü (μB)

Lamba bağlantı gücüne göre hava debisi	0,2	0,3	0,5	1 m ³ /(hW)
Tavan arası boşluğa emişli havalandırma	0,80	0,70	0,55	0,45
Serbest kanalla havalandırma	0,45	0,40	0,35	0,30
İzoleli kanalla havalandırma	0,40	0,35	0,30	0,25

Çizelge 4.5. Aydınlatma araçlarının anma aydınlatma şiddetleri (EN)

Mahal kullanma amacı	Anma aydınlatma şiddeti E_N (klük)	Aydınlatma araçlarının birim bağlantı gücü (W/m ²)	
		Akkor lamba	Gazlı lamba
Depolar, bina içi özel ya da genel araba geçiş yolları, merdivenler, dershanelerin giriş holleri, oturma odaları ve tiyatro salonları	0,1	20 - 25	3 - 8
Az aydınlatma gereken bürolar, seminer odaları, müşteri holleri, basit montaj atölyeleri, kantinler	0,2	40 - 50	6 - 16
Pencereden uzak, normal aydınlatma gereken bürolar, çok amaçlı çalışma büroları, kütüphaneler, oturma ve müzakere salonları, satış salonları, orta hassasiyetteki montaj atölyeleri, gişe ve kasalar	0,3	60 - 75	8 - 18
Grup bürolar, veri çalışması yapılan mahaller, bilgi işlem salonları, mağazalar, pencereli konferans salonları, otel mutfakları, araştırma laboratuvarları, sergi alanları, deri ve ağaç mobilya işleme atölyeleri	0,5	100 - 120	10 - 25
Süpermarketler, teknik resim salonları, kontrol odaları, dikişhaneler, boyahaneler, penceresiz konferans salonları ve gravür atölyeleri	0,75	130 - 140	15 - 30
Açık bürolar, ameliyathaneler, elektro montaj atölyeleri	1,0	-	20 - 40
Çok hassas parçaların montaj atölyeleri, yüksek kalite boya kontrol atölyeleri, paslanmaz çelik taşlama atölyeleri	1,5	-	30 - 60
Elektronik atölyeleri, saat imalat ve montaj atölyeleri, altın işleme atölyeleri	2,0	-	40 - 80

Çizelge 4.6. Özgül aydınlatma değeri (p)

Lamba tipi	Lamba ışık akısı (lm/W)	Her 1000 lx aydınlatma gücündeki lambanın ölgül aydınlatma gücü p (W/m ² klx)		
		Taban yüzey alanı A (m ²)		
		Yaklaşık 20 m ² özel büro	Yaklaşık 42 m ² birleşik bürolar	Yaklaşık 168 m ² büyük bürolar
		Aydınlatma verimi		
		0.54	0.61	0.70
Standart gazlı lamba	60	38	34	29
Gazlı lamba normal kumanda	82	28	24	22
Gazlı lamba elektronik kumanda	95	24	21	19
Akkor lamba	14	200	-	-
Halojen düşük voltlu akkor lam.	20	110	-	-

Makinelerden gelen ısı kazancı;

Makinelerden gelen ısı kazancı Eş. 4.5'e göre hesaplanır.

$$Q_M = n_m \left(\frac{P_j}{\eta} \mu_{aj} \right) \ell_2 S_i \quad (4.5)$$

Burada n_m makine sayısını, P_j elektrikli makinelerin anma gücünü, ℓ_2 eşit zaman faktörünü, μ_{aj} eşit zamanda çalışan makinelerin yük faktörünü ifade eder. η elektrikli makinelerin verimi Çizelge 4.7.'den, S_i iç hacimler için soğutma yük faktörü Çizelge 4.3.'den bulunur.

Duvarlardan gelen ısı kazancı;

Duvarlardan gelen ısı kazancı Eş. 4.6'e göre hesaplanır.

$$Q_R = k A \Delta t \quad (4.6)$$

Burada k (W/m²K) ısı iletim katsayısını, A (m²) duvar yüzey alanını, Δt (°C) dış mahal ile mahal sıcaklıklarının farkını ifade eder.

Çizelge 4.7. Üç fazlı asenkron motorların yaydıkları ısı ve anma güçleri

Anma gücü (kW)	Motor verimleri $\eta\%$	Mahallerde kullanılan makinelerden açığa çıkan enerji		
		Motor sistemin içinde $P/\eta(W)$	Motor sistemin dışında $P' (W)$	$P(1-\eta)/\eta$ (W)
0,25	0,64	390	250	140
0,37	0,67	550	370	180
0,55	0,70	790	550	240
0,75	0,72	1040	750	290
1,1	0,76	1450	1100	350
1,5	0,78	1920	1500	420
2,2	0,80	2750	2200	550
3	0,81	3700	3000	700
4	0,83	4820	4000	820
5,5	0,85	6470	5500	970
7,5	0,86	8720	7500	1220
11	0,87	12640	11600	1640
15	0,88	17040	15000	2040
18,5	0,89	20790	18500	2290
22	0,90	24440	22000	2440
30	0,91	32970	30000	2070
37	0,91	40660	37000	3660

Dış duvar ve çatıdan gelen ısı kazancı:

Dış duvar ve çatıdan gelen ısı kazancı Eş. 4.7'ye göre hesaplanır.

$$Q_W = k A \Delta t_{eş} \quad (4.7)$$

Burada $\Delta t_{eş}$ ($^{\circ}\text{C}$) Eş değer sıcaklık farkı Çizelge 4.8.'den bulunur.

Çizelge 4.8. Duvarlardan eşdeğer sıcaklık farkları ($\Delta t_{eş}$)

YÖNLER	YAPI SINIFLARI					
	I. SINIF	II. SINIF	III. SINIF	IV. SINIF	V. SINIF	VI. SINIF
KD	12,3	9,7	9,1	8,2	6,8	4,9
D	22,9	18,3	15,6	13,1	10,1	7,6
GD	24,7	21,0	18,3	15,5	11,9	8,4
G	25,7	22,7	19,5	16,4	12,3	7,9
GB	31,1	27,0	23,7	19,8	14,8	9,3
B	32,0	27,4	23,8	19,6	14,3	8,8
KB	22,6	19,5	17,0	13,7	9,7	5,8
K	9,9	9,5	8,6	7,2	5,3	3,0
DİFÜZ	9,8	9,0	8,0	6,6	4,8	2,4

Pencereden ışınlımla gelen ısı kazancı:

Pencereden ışınlımla gelen ısı kazancı Eş. 4.8'e göre hesaplanır.

$$Q_{Sp} = [A_I I_{max} + (A - A_I) I_{dif.max}] b S_a \quad (4.8)$$

Burada A toplam cam yüzey alanını, A_I güneş gören cam yüzey alanını ifade eder. I_{max} en fazla güneş ışınlım değeri ve $I_{dif.mak}$ kuzey yön maksimum değeri Çizelge 4.9'dan, b pencere geçirgenlik faktörü Çizelge 4.10.'dan, S_a dışarı için ışınlım yük faktörü Çizelge 4.11.'den bulunur.

Çizelge 4.9. Normal camlı pencereden 40° kuzey enleminde birim alana gelen en fazla güneş ışınlımı

AYLAR	Y Ö N L E R (W/m ²)								
	Kuzey	Kuzey Doğu.	Doğu	Güney Doğu	Güney	Güney Batı	Batı	Kuzey Batı	Yatay
21 OCAK	39,54	43,03	366,34	571,19	608,24	571,96	366,34	43,03	376,81
21 KASIM									
20 NİSAN	51,17	373,32	576,84	536,13	373,32	536,14	576,84	373,32	785,02
24 AĞUSTOS									
21 MAYIS	88,38	465,2	600,1	458,22	252,37	458,22	600,1	465,2	853,64
23 TEMMUZ									
21 HAZİRAN	117,46	487,29	594,29	407,05	197,71	407,05	594,29	487,29	868,76
22 ARALIK	36,05	39,54	315,17	541,95	604,76	541,95	315,17	36,05	310,52

Çizelge 4.10. Pencere ortalama güneş ışınlımı geçirgenlik faktörü

Cam yüzey tipleri	b faktörü	Cam yüzey tipleri	b faktörü
Normal camlı pencere	1,1	Dışarı	
Çift camlı pencere	1,0	Jaluzili ve kanat açısı 45°	0,15
Üç camlı pencere	0,9	Jaluzili kanat açısı 45° havalandırmaz	0,5
Absorbsiyonlu		İçeri	
Basit pencere	0,75	Jaluzili ve kanat açısı 45°	0,7
Çift camlı pencere	0,65	Açık renk perde	0,5

Çizelge 4.11. Dışarı için ısıtım yük faktörü (Sa)

KD		D		GD		G		GB		B		KB		K	
DK	İ	DK	İ	DK	İ	DK	İ	DK	İ	DK	İ	D	İ	DK	İ
MAHAL YAPI TİPİ XL															
0,91	0,95	0,86	0,94	0,86	0,93	0,87	0,93	0,87	0,93	0,86	0,93	0,86	0,92	0,92	0,96
MAHAL YAPI TİPİ L															
0,57	0,77	0,67	0,79	0,65	0,80	0,66	0,79	0,66	0,72	0,64	0,80	0,62	0,80	0,82	0,90
MAHAL YAPI TİPİ M															
0,54	0,76	0,56	0,77	0,69	0,78	0,60	0,79	0,61	0,79	0,59	0,78	0,57	0,78	0,77	0,87
MAHAL YAPI TİPİ S															
0,48	0,73	0,50	0,74	0,53	0,74	0,53	0,75	0,54	0,76	0,52	0,74	0,51	0,74	0,71	0,84
KD - Kuzey doğu D - Doğu GD - Güney doğu G - Güney. DK - Dışarı korumasız İ - İçeri															

Yapılan hesaplama sonucu mahalın ısı kazancı 1846,023 W olarak bulunmuştur.

4.2. Buharlaştırıcı Ve Yoğuşturucu Sıcaklıklarının Bulunması

Carnot çevrimine göre çalışan ısı pompası performans katsayısı (COP) parametre olarak T_{buh} (Buharlaştırıcı veya Evaporasyon sıcaklığı) ile $T_{yoğ}$ (Yoğuşturucu veya Kondenser sıcaklığı)'nin fonksiyonudur. Isı değiştiricilerinde sıcaklık farkı kayıpları ortaya çıkmaktadır. Bu kayıplar, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıkları hesaplanırken dikkate alınmalıdır. Aşağıda tahminen alınan değerler, bu konu ile ilgili daha önce yapılan çalışmalara paralel olarak yapılmaktadır [91].

4.2.1. Yoğuşturucu sıcaklığının belirlenmesi

Yoğuşturucu sıcaklığının seçimi ısıtma sistemine havanın gidiş sıcaklığına bağlıdır ve aşağıdaki değere eşit olacağı kabul edilmiştir [91].

$$T_{yoğ} > T_{hc} + 5 \quad (4.9)$$

Fan ile ısıtma için havanın gidiş sıcaklığı 35/40 °C tahmini yapılmıştır.

4.2.2. Buharlaştırıcı sıcaklığının belirlenmesi

T_B buharlaşma sıcaklığı, ısı kaynağının türü ile belirlenir ve çoğunlukla buharlaştırıcıdan ısı kaynağının çıkış sıcaklığının $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ altında alınır. Bu akışkanın buharlaştırıcıdan $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de çıktığı ve toprakta tekrar ısındıktan sonra $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de buharlaştırıcıya girdiği kabul edilmiştir [91].

4.3. Isı Pompası Elemanlarının Kapasitelerinin Belirlenmesi

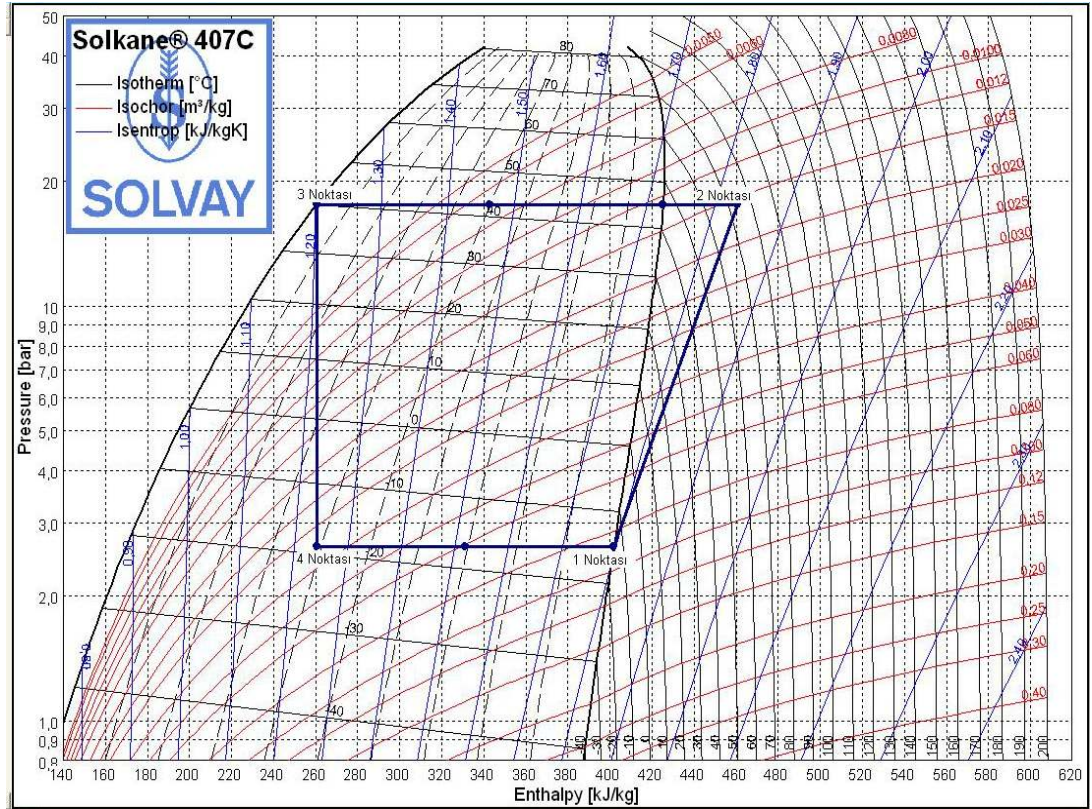
Bina ısı yükünün hesaplanmasından sonra, sistemde kullanılacak kompresörün, buharlaştırıcının, yoğuşturucunun kapasiteleri hesaplanır. Kapasitelerin belirlenmesinden sonra elemanların tipi ve çalışma şartları tespit edilerek seçimleri yapılır. Sistem tasarım şartları, ısıtma ve soğutma mevsimi için tespit edilmiş ve Çizelge 4.12.'de verilmiştir.

Çizelge 4.12. Sistemin tasarım şartları

	Isıtma Mevsimi	Soğutma Mevsimi
İstenen iç ortam sıcaklığı, $^{\circ}\text{C}$	22	22
Dış hava sıcaklığı, $^{\circ}\text{C}$	-12	35
Hacim, m^3	20.7	20.7
Gerekli ısıtma/soğutma yükü, kW	1.31	1.85

Isı pompası sisteminde soğutucu akışkan olarak R407c kullanılmıştır. Sistemin toprak hattında, kışın toprak sıcaklığının suyun donma sıcaklıkların altına düşmesi durumunda sistemi korumak için su içerisine %25 oranında antifriz karıştırılmıştır.

$-15/45\text{ }^{\circ}\text{C}$ şartlarında, R407c soğutucu akışkanı ile çalışan ısı pompasının çalışma grafiği Solkane Refrigerant Software Version 6.0 programının yardımıyla logP-h diyagramı oluşturulmuştur ve Şekil 4.2'de gösterilmiştir.



Şekil 4.2. R407c soğutucu akışkanın logP-h diyagramı

Solkane Refrigerant Software Version 6.0 programı kullanılarak çalışma şartı kritik noktalarının termodinamik özellikleri belirlenmiştir. Çizelge 4.13.'de çalışma noktalarının termodinamik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.13. Çalışma noktaların termodinamik özellikleri

	1 Noktası	2 Noktası	3 Noktası	4 Noktası
Sıcaklık (T, °C)	-15	74,06	40,11	-19,02
Basınç (P, bar)	2,63	17,54	17,54	2,63
Entalpi (h, kJ/kg)	401,93	460,60	260,39	260,39
Entropi (s, kJ/kg K)	1,7968	1,8311	1,2020	1,2418

4.3.1 Yaz şartı (Soğutma mevsimi)

Devrede dolaşması gereken akışkan miktarı Eş. 4.10'na göre hesaplanır.

$$\dot{m}_{soğ} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{(h_1 - h_4)} \quad (4.10)$$

Burada $\dot{Q}_{buh}$ (kW) buharlaştırıcıda çekilen ısı miktarını, $\dot{m}_{soğ}$ (kg/s) soğutucu akışkan miktarını ifade eder.

Kompresör kapasitesi Eş. 4.11' e göre hesaplanır.

$$\dot{W}_k = \dot{m}_{soğ} (h_2 - h_1) \quad (4.11)$$

Yoğuşturucudan atılan ısı miktarı Eş. 4.12' ye göre hesaplanır.

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_{soğ} (h_2 - h_3) \quad (4.12)$$

Kondenserden geçen ve devrede dolaşan su miktarı Eş. 4.13'e göre hesaplanır.

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_{sa} c_{ps} (T_{g,sa} - T_{ç,sa}) \quad (4.13)$$

Burada $\dot{m}_{sa}$ (kg/s) ısı değiştiriciden geçen su-antifriz miktarını, c_{ps} (kJ/kg °C) su antifriz karışımının özgül ısınma ısısını, $T_{ç,sa}$ (°C) su antifriz karışımının çıkış sıcaklığını, $T_{g,sa}$ (°C) su antifriz karışımının giriş sıcaklığını ifade eder.

Ünitenin performans katsayısı (COP) Eş. 4.14'e göre bulunur.

$$COP_S = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{W}_k} \quad (4.14)$$

4.3.2 Kış şartı (Isıtma mevsimi)

Devrede dolaşması gereken akışkan miktarı Eş. 4.15'e göre hesaplanır.

$$\dot{m}_{soğ} = \frac{\dot{Q}_{yoğ}}{(h_2 - h_3)} \quad (4.15)$$

Burada $\dot{Q}_{yoğ}$ (kW) gerekli ısıtma yükünü aynı zamanda yoğuşturucudan atılan ısı miktarı, $\dot{m}_{soğ}$ (kg/s) soğutucu akışkan miktarını ifade eder.

Kompresör kapasitesi Eş. 4.16'ya göre hesaplanır.

$$\dot{W}_k = \dot{m}_{soğ} (h_2 - h_1) \quad (4.16)$$

Buharlaştırıcıdan (Eveparatör) çekilen ısı miktarı Eş. 4.17'ye göre hesaplanır.

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{soğ} (h_1 - h_4) \quad (4.17)$$

Eveparatörden geçen ve devrede dolaşan su miktarı Eş. 4.18'e göre hesaplanır.

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{sa} c_{ps} (T_{ç,sa} - T_{g,sa}) \quad (4.18)$$

Burada $\dot{m}_{sa}$ (kg/s) ısı değiştiriciden geçen su-antifriz miktarını, c_{ps} (kJ/kg °C) su antifriz karışımının özgül ısınma ısısını, $T_{ç,sa}$ (°C) su antifriz karışımının çıkış sıcaklığını, $T_{g,sa}$ (°C) su antifriz karışımının giriş sıcaklığını ifade eder.

Ünitenin performans katsayısı (COP) Eş. 4.19' a göre bulunur.

$$COP_I = \frac{\dot{Q}_{yog}}{\dot{W}_k} \quad (4.19)$$

Çevrime ait elde edilen tasarımdaki önemli büyüklükler Çizelge 4.14.'de verilmektedir.

Çizelge 4.14. Tasarımda önemli büyüklükler

Açıklama	Birimi	Yaz Mevsimi	Kış Mevsimi
Devrede dolaşan akışkan miktarı	kg/h	47	24
Kompresör kapasitesi	kW	0,77	0,39
Kondenser kapasitesi	kW	2,62	1,31
Eveparatör kapasitesi	kW	1,85	0,93
Dolaşım pompası debisi	m ³ /s	0,1651	0,05843
COP _s / COP _i		2,42	3,42

4.4. Toprak Isı Değiştirici Boru Boyunun Hesaplanması

Toprak ısı değiştiricisi boyu kış şartları için Eş. 4.18 ve Eş. 4.19'a göre hesaplanır [92].

$$L_I = \frac{572 \frac{COP_i - 1}{COP_i} [R_b + (R_T F_i)]}{T_D - T_{\min}} \quad (4.18)$$

$$L_{ITOP} = Q_I L_I \quad (4.19)$$

Toprak ısı değiştiricisi boyu yaz şartları için Eş. 4.20 ve Eş. 4.21'e göre hesaplanır.

$$L_S = \frac{572 \frac{COP_S + 1}{COP_S} [R_b + (R_T F_i)]}{T_Y - T_{\max}} \quad (4.20)$$

$$L_{STOP} = Q_S L_S \quad (4.21)$$

R_b : Boru direnci, m°C/W

R_t : Toprak direnci, m°C/W

F_i : Çalışma faktörü

T_D : Yılın en düşük toprak sıcaklığı, °C

T_Y : Yılın en yüksek toprak sıcaklığı, °C

$T_{\min}$: Üniteye girecek en düşük su sıcaklık değeri, °C

$T_{\max}$: Üniteye girecek en yüksek su sıcaklık değeri, °C

Cop_I : Isıtma performans katsayısı

Cop_S : Soğutma performans katsayısı

Q_I : Isıtma yükü, kW

Q_S : Soğutma yükü, kW

4.4.1. Toprak sıcaklıklarının belirlenmesi

Ankara ili için yıllık ortalama hava sıcaklığı meteorolojiden alınan veriler sonucu belirlenmiştir. Tahmini olarak ortalama hava sıcaklık değerine 1,1 °C eklenerek ortalama yıllık toprak sıcaklığı (T_m), ortalama yıllık toprak sıcaklığına 5 °C ekleyerek yüksek toprak sıcaklığı (T_Y), 5 °C çıkararak düşük toprak sıcaklığı (T_d) belirlenir [93].

Toprak kaynaklı ısı pompası tasarımında, toprak ısı değiştiricisi boru çapı 1^{1/4"} olarak seçilmiştir. Toprak ısı değiştiricisi için sondaj çalışması esansında numuneler alınmıştır. Sondaj işlemini yapan firma tarafından yapılan analiz sonucu toprağın nemli-killi toprak olduğu tespit edilmiştir.

4.4.2. Toprak direnci (R_T)

Toprak direnci, ısı akısının toprakta ilerleme hızını ifade eder. Isı geçişine karşı koyan güçtür. Hafif kuru bir toprağın taşıdığı ısı enerjisi, yoğun nemli bir toprağa nazaran daha yavaştır. Yani nemli toprağın ısı direnci kuru toprağa göre daha düşüktür. Bunun dışında, toprağın yüzeyden itibaren derinliği, boruların birbirleri arasındaki mesafeler, boru çapı ve adedi toprak direncini etkileyen faktörlerdir. Çizelge 4.15.'de toprak cinsine, kullanılan boru çapına ve toprak kaynaklı ısı değiştiricinin türüne göre toprak dirençleri verilmiştir [93].

Çizelge 4.15. Toprak direnci

		R_T (Ağır Toprak-Nemli)										$R_T(Kaya)$ $R_T(H.Nemli)$
		R_T (Ağır Toprak-Kuru veya Hafif Toprak-Nemli)										
		3	4	5	6	3	4	3	4	3	4	
		3	4	5	6	3	4	3	4	3	4	
BORU ÇAP	3/4"	1.02 1.38	1.06 1.44	1.09 1.47	1.11 1.49	1.31 1.77	1.37 1.84	2.05 2.75	2.15 2.86	2.11 2.85	1.88 2.53	0.60 1.06
	1"	0.97 1.32	1.02 1.37	1.04 1.40	1.06 1.42	1.26 1.70	1.32 1.77	2.00 2.88	2.10 2.79	2.07 2.78	1.84 2.47	0.57 1.01
	1 1/4"	0.92 1.25	0.97 1.31	0.99 1.34	1.01 1.36	1.22 1.63	1.27 1.70	1.96 2.61	2.05 2.72	2.02 2.71	1.79 2.40	0.54 0.96
	1 1/2"	0.89 1.21	0.94 1.27	0.97 1.30	0.98 1.32	1.19 1.59	1.25 1.66	1.92 2.57	2.02 2.68	1.99 2.67	1.76 2.36	0.53 0.94
	2"	0.85 1.15	0.89 1.20	0.92 1.24	0.94 1.26	1.14 1.53	1.20 1.60	1.88 2.51	1.98 2.62	1.94 2.61	1.71 2.29	0.50 0.89

4.4.3. Boru direnci (R_b)

Toprak altında kullanılan sistem, borular, ısı taşıyıcı akışkan, sirkülasyon pompasıdır. Toprak altında kullanılacak olan sistem korozyona dayanıklı, uzun ömürlü plastik malzemeden yapılmıştır. Boru çaplarına göre direnç değerleri Çizelge 4.16.'da boru malzemesine göre bulunur [92].

Boru malzemesi: PESDR11

Çizelge 4.16. Boru direnci

R_b (yatay) / R_b (düşey)				
Boru çapı	Boru malzemesi			
	PESCH- 40	PESDR- 11	PESDR- 17	PESDR-13.5
¾"	0,17 / 0,116			
1"	0,159 / 0,109			
1 ¼"	1,130 / 0,089	0,144 / 0,096	0,16 / 0,11	0,20 / 0,14
1 ½"	0,117 / 0,080			
2"	0,098 / 0,068			

4.4.4. Çalışma faktörü (F_l veya F_s):

Çalışma faktörü, ünitenin, yılın en sıcak ayında ve yılın en soğuk ayında beklenen çalışma saatinin yüzdesi şeklinde tanımlanabilir.

Çalışma faktörünü hesaplamak için aşağıdaki eşitlik kullanılır [94].

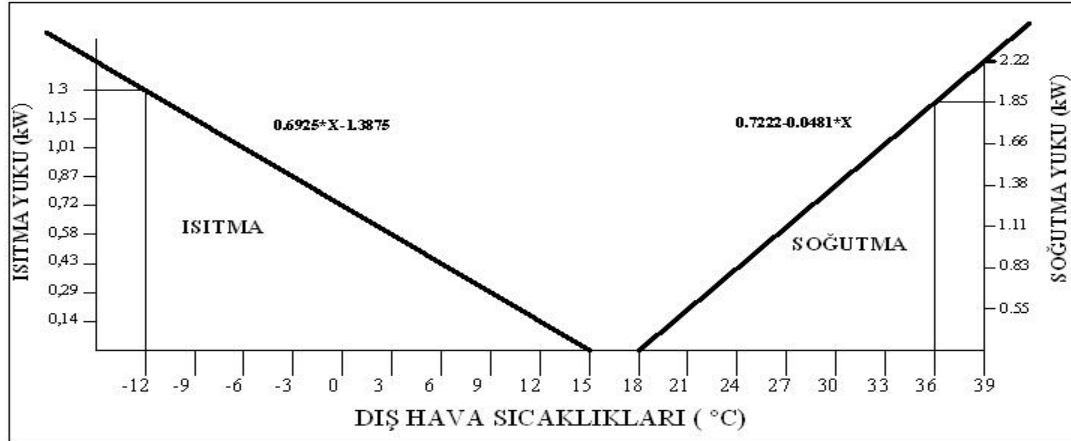
$$\text{Çalışma faktörü} = \frac{\text{Ortalama ısı kazancı} / \text{ısı kaybı}}{\text{Cihazın kapasitesi}} \quad (4.22)$$

Saatteki ısı kazancı veya ısı kaybı hesaplamalarında sıcaklık aralığı yöntemi uygulanır. Çizelge 4.17.'de Meteorolojiden alınan bilgiler doğrultusunda Ankara'nın dış hava sıcaklığına bağlı yıllık sıcaklık aralığı verileri bulunmaktadır.

Çizelge 4.17. Ankara dış hava sıcaklık aralığı verisi

Sıcaklık Aralığı C	Hava Verisi (h/yıl)
-12	7
-9	16
-6	21
-3	245
0	789
3	861
6	1015
9	889
12	921
15	903
18	8777
21	796
24	624
27	414
30	258
33	87
36	30
39	7

Bu zaman sıcaklık bilgisi, yıllık ısıtma veya soğutma enerjisi ihtiyaçlarını belirlemek amacıyla kullanılır. Her sıcaklık kategorisinde saatlik ısı kaybı veya kazancını oluşturmada kullanılır. Şekil 4.3.'de Ankara şartlarında bir mahalin ısıtma ve soğutma yük profili verilmiştir. Yıllık enerji ihtiyacı belirlendikten sonra, ortalama saatlik ihtiyaç belirlenerek cihazın ısıtma ve soğutma kapasitesi ile kıyaslanır. Bu ısıtma ve soğutma ihtiyaçlarını istenildiği şekilde sağlamak için, cihazın işletilmesi gerektiği olası zaman yüzdesini verir. Bu yüzdeler, ısıtma ve çalışma faktörü diye adlandırılmaktadır.



Şekil 4.3. Mahalin ısıtma ve soğutma yük profili

İşletme faktörünün hesaplanması sırasında Çizelge 4.18.'deki çalışma sayfası kullanılır.

Çizelge 4.18. İşletme faktörünün hesaplanması

İŞLETME FAKTÖRÜNÜN HESAPLANMASI				
YER: GAZİ ÜNİVERSİTESİ TEKNİK EĞİTİM FAKÜLTESİ TESİSAT ANABİLİM DALINDA BİR ÇALIŞMA ODASI				
Sıcaklık Aralığı °C	A Hava Verisi h/yıl	B Isı Kaybı/Kazancı kW	C Toplam kW	
-12	7	1,3	9,1	D Toplam ısı kaybı 2152,52 kW
-9	16	1,15	18,4	
-6	21	1,01	21,21	
-3	245	0,87	213,15	E Toplam Saat 5667 h
0	789	0,72	568,08	
3	861	0,58	499,38	
6	1015	0,43	436,45	F Ortalama 0,379834127 kW/h
9	889	0,29	257,81	
12	921	0,14	128,94	
15	903	0	0	G Cihazın ısıtma kapasitesi 1,3 kW
18	8777	0,27	236,79	
21	796	0,55	437,8	

Çizelge 4.18.(Devam) İşletme faktörünün hesaplanması

24	624	0,83	517,92	H Isıtma çalışma faktörü 0,292180098
27	414	1,11	459,54	
30	258	1,38	356,04	
33	87	1,66	144,42	I Toplam ısı kazancı 2223,55 kW
36	30	1,85	55,5	
39	7	2,22	15,54	
				J Toplam Saat 3093 h
				K Ortalama 0,718897511 kw/h
				L Cihazın soğutma kapasitesi 1,85 kW
				M Soğutma çalışma faktörü 0,388593249

Hesap sırasında aşağıdaki adımlar izlenmelidir.

1. Ankara'ya uygulanan sıcaklık aralığı verisi için, sütun A'ya dış hava sıcaklık verisi aralığı yazılmalıdır.
2. Mahalin ısı kayıpları ve ısı kazançları her bir sıcaklık aralığı için hesaplanmalı ve sütun B'ye yazılmalıdır.
3. Sütun A'daki hava verisi değerleri sütun B'deki ısı kaybı/ısı kazancı değerleri ile çarpılarak sütun C'ye yazılır.
4. Isıtma mevsimi için toplam ısı kayıpları toplanarak D kutusuna, soğutma mevsimi için toplam ısı kazançları I kutusuna yazılır.

5. Isıtma mevsimi için toplam saatler E kutusuna, soğutma mevsimi için toplam saatler J kutusuna yazılır.
6. D kutusundaki toplam ısı kaybı E kutusundaki toplam saate bölünerek F kutusuna, I kutusundaki toplam ısı kazançları J kutusundaki toplam saate bölünerek K kutusuna yazılır.
7. Seçilen cihazın üreticilerin teknik değerlerinden ısıtma ve soğutma kapasitesi bulunarak sırasıyla G ve L kutusuna yazılır.
8. F kutusundaki saat başına ortalama ısı kaybı G kutusundaki cihazın kapasitesine bölünerek ısıtma çalışma faktörü bulunur ve H kutusuna yazılır.
9. Soğutma çalışma faktörü J kutusundaki saat başına ortalama ısı kazancı L kutusundaki cihaz kapasitesine bölünerek hesaplanır ve M kutusuna yazılır.

Çizelge 4.19.'da TID boru boyunu hesaplamak için kullanılan değişkenler, sabitler, kabuller ve ısıtma ve soğutma mevsimi için TID boyları verilmiştir.

Çizelge 4.19. TID boru boyu hesaplamasında kullanılan değişkenler

Açıklama	Birim	Değer	Hesaplama
Boru malzemesi	-	PESDR-11	Seçilir
Boru çapı	mm	32	Seçilir
Boru direnci, R_b	$m^{\circ}C/W$	0,096	Çizelge 4.2
Toprak cinsi	-	Killi/Nemli	Tespit edilir
Toprak direnci, R_t	$m^{\circ}C/W$	0,96	Çizelge 4.3
Ortalama yıllık toprak sıcaklığı, T_m	$^{\circ}C$	15,4	Belirlenir
Değişim derecesi, DD	$^{\circ}C$	5	Kabul edilir
Yüksek toprak sıcaklığı, T_y	$^{\circ}C$	20,4	T_m+DD
Düşük toprak sıcaklığı, T_d	$^{\circ}C$	10,4	T_m-DD

Çizelge 4.19. (Devam) TID boru boyu hesaplamasında kullanılan değişkenler

Üniteye giren en düşük su-antifriz sıcaklığı, T_{max}	°C	2,4	Tahmin edilir
Üniteye giren en yüksek su-antifriz sıcaklığı, T_{min}	°C	31,4	Tahmin edilir
Isıtma çalışma faktörü, F_i	-	0,29	Çizelge 4.1
Soğutma çalışma faktörü, F_s	-	0,38	Çizelge 4.1
Ünitenin ısıtma performansı, COP_i	-	3,43	Hesaplanır
Ünitenin ısıtma kapasitesi	kw	1,31	Hesaplanır
Ünitenin soğutma performansı, COP_s	-	2,41	Hesaplanır
Ünitenin soğutma kapasitesi	kw	1,85	Hesaplanır
Isıtma boru uzunluğu	m	37	Hesaplanır
Soğutma boru uzunluğu	m	75	Hesaplanır
Boru kullanım şekli	-	Düşey	Belirlenir

4.5. Sistem Elemanları Ve Otomasyon

Kurulan ısı sistemde, 1 HP (0.736 kW)'lık tek fazlı hermetik bir kompresör seçilmiştir.

Sistemde Alfa-Laval firmasının üretmiş olduğu AC30-30EQ ısı değiştirici (kısın buharlaştırıcı, yazın yoğusturucu) kullanılmıştır.

Kontherm firmasının üretmiş olduğu hava soğutmalı yoğusturucu (kısın yoğusturucu, yazın buharlaştırıcı kullanılmıştır. HS-25 modeli yoğusturucunun/buharlaştırıcının kapasitesi, 1,83 kW'lık ısı yüküne sahiptir.

TID içindeki su-antifriz karışımını ısıtma periyodunda buharlaştırıcıya getirip buharlaştırıcıdan de tekrar TID'ne gitmesini sağlayan ve ayrıca soğutma periyodunda su antifriz karışımını yoğusturucuya getirip yoğusturucudan tekrar TID'ne yönelmesini sağlayan bir adet Rio-c25-70 tipi üç devirli pompa kullanılmıştır.

Soğutma uygulamamızda sabit bir soğutma ve ısıtma yükünün olmadığını düşünülerek, aynı zaman da soğutma yükündeki dalgalanmaları karşılamak amacıyla dıştan dengelemeli genişleme valfi kullanılmıştır. Sistemin çift yönlü çalıştığı düşünülürse çalışmanın yönüne göre sistem de 2 adet genişleme valfi kullanılmıştır. Kılcal boru yerine kullanılmış olan genişleme valfleri sistemin istenilen hassas ısı yüklerinde çalışmasına olanak sağlamaktadır.

Yoguşturucudaki/buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkanın basıncı atmosfer basıncının altına düştüğü zaman, sistem ne kadar iyi izole edilirse edilsin sisteme dışarıdan bir miktar hava sızıntısı olacaktır. Havanın içinde bulunan su buharı, dar kesitlerden geçerken donarak soğutucu akışkanın geçmesini engeller. Bu durum, ısı pompasının performansının düşmesine yol açar. Bunu önlemek için ısı pompasının yogusturucu ile genişleme valfi arasına 3/8”lik Danfoss firmasının üretmiş olduğu kurutucu konmuştur. Kurutucu içinde bulunan silikajel maddesi soğutucu içindeki su buharını ve diğer yabancı maddeleri soğutucu gazdan ayırmaktadır.

Sistem içerisinde dolaşan R407c gazının durumunu tespit etmek için bir de sistemde kurutucu ile genişleme valfi arasına gözetleme camı konulmuştur. Essen firmasının üretmiş olduğu 3/8” bağlantı ucuna sahip, rakorlu 2 adet gözetleme camı kullanılmıştır.

Presostat, kompresörün düşük ve yüksek basınç kısmına otomatik olarak kumanda edebilen bir cihazdır. Isı pompası düzeneğinde presostat, kompresörün girişine ve çıkışına birer ucundan bağlanarak monte edilmiştir. Buharlaştırıcının basıncı, ayarlanan basıncın altına düştüğü zaman, düşük basınç presostatı otomatik olarak kompresörün elektrik motoruna kumanda ederek kompresörü durdurur. Yüksek basınç presostatı da aynı şekilde sistemde meydana gelecek aşırı basınç yükselmesi (ayarlanan basınçtan daha yüksek basınç) durumunda kompresörü otomatik olarak durdurur. Böylece, kompresörün aşırı güç çekerek yanması engellenmiş olur. Yukarıda ifade edilen nedenlerden dolayı ısı pompası deney düzeneğine, emniyetli

çalışmayı sağlamak için bir adet Danfoss firmasının üretmiş olduğu düşük ve yüksek basınç presostatı konmuştur. Deney düzeneğine sistemde dolayan su-antifiriz karışımının debisini ölçmek için dolaşım pompasından sonra sisteme monte edilen Teksan firmasının üretmiş olduğu ortalama debisi su için $1,5 \text{ m}^3/\text{h}$ olan su sayacı kullanılmıştır.

Sistemde belirlenen noktalardaki sıcaklık, emme ve basma hatlarındaki basınçlara ait değerler Elimko firmasının üretmiş olduğu E-680 data-logger(veri kaydedici) ile belirli zamanlarda kaydedilmiştir.

Dijital termostatlı termometre ile ısı pompası sisteminin devreye girip çıkması sağlanarak, oda istenilen sıcaklıkta tutulmuştur. Zamana göre defrost fonksiyonlu olan cihazın normal sıcaklıklarda soğutma uygulamaları için tasarımı yapılmıştır. Bu sayede, bir dâhili zaman sayacı ile kompresör durdurularak defrost işlemi yapılmıştır.

4.6. Sondaj İşlemi Ve U-borusunun Yerleştirilmesi

Düşey kapalı çevrimli sistemler bugün açık sistemlere nazaran daha yaygın kullanılırlar. Kapalı çevrimli düşey ısı değiştirgeçleri, bina ile toprak arasındaki ısı değişimini sağlarlar. Bu sistemlerde, bir sondaj kuyusu tipik olarak 30 m ile 120 m derinliktedir. Bu sondaj deliğinin çapı, 10 cm ile 15 cm arasındadır. Kuyu kazıldıktan sonra içine yerleştirilen U-borusu genellikle yüksek yoğunluklu polietilen malzemeden yapılır. U-borusu ile toprak arasındaki ısıl temas direncini düşürmek maksadıyla, sondaj deliği içerisine bentonit dolgu malzemesi yerleştirilmiştir [66].

TKIP sisteminde 38 m'lik bir kuyunun yeterli olacağı dördüncü bölümde yapılan hesaplamalar sonucu bulunmuştur. U-borusunun yerleştirilmesi esnasında kuyu içinde oluşabilecek problemlerde göz önünde bulundurularak 40 m derinliğinde sondaj kuyusu kazılmıştır. 40 m derinliğindeki ısı değiştirgeçlerinin sondaj kazısının anlatımı ve U-borusunun yerleştirilmesi

işlemleri aşağıda detaylı olarak verilmiştir. Sondaj çalışmasının yapıldığı yer ve kazı aracının fotoğrafı Resim 4.1.'de verilmiştir.



Resim 4.1. Kazı aracının fotoğrafı

Kazı çalışmasının başlangıcında sondaj makinesi takozlarla teraziye getirilmiştir. Çakı ucunun rahat dönmesini ve aşınmamasını sağlamak için kazı esnasında su ile devridaim yapılmıştır. Bunun için kazı bölgesine yakın bir yerde Resim 4.2.'de gösterilen çukur açılmış ve buradaki sondaj çalışması süresince bentonitli su kullanılmıştır.



Resim 4.2. Devirdaim çukuru

Elektrikle çalışan kazı motoru bir kamyonun arka tarafına monte edilmiştir. İçerisinde 6 metrelik sondaj kazı borusu bulunan kule yardımıyla, borular toprak yüzeyi ile dik olacak şekilde temas haline getirilmiştir. Her altı metre kazıdan sonra ilave sondaj boruları kullanılarak istenilen sondaj derinliğine ulaşılmıştır.

Sondaj çalışması sonucu 150 mm çapında 40 metre derinliğinde kuyu açılmıştır. Kuyu içerisine yerleştirilecek olan Polietilen SDR-11 U-borusunun hazırlanışının fotoğrafı Resim 4.3.'de verilmiştir.



Resim 4.3. U-borusunun kuyu içersine yerleştirmek için hazırlanışı

U-borusu sondaj deliğine yerleştirmek için 30 kg'lık ağırlık borunun ucuna bağlanmıştır. Ancak kuyu içersinde su olmasından dolayı U-borusunun ucuna bağlanan ağırlık kâfi gelmeyince boruların içi suyla doldurulmuştur. Toprak ısı değıştiricisinin U bağlantısı ve ucuna bağlanan ağırlığın fotoğrafı Resim 4.4.'de verilmiştir.

Açılan sondaj kuyusunda toprak sıcaklığını ölçmek için Elimko firmasının üretmiş olduğı E-MI04-1K30-3000 tipinde bir termokupl kullanılmıştır. Termokupl sondaj çukuruna toprak ısı değıştiricisi ile birlikte yerleştirilmiştir. Kullanılan termokuplun fotoğrafı Resim 4.5.'de verilmiştir.



Resim 4.4. U bağlantısı ve ucuna bağlanan ağırlık



Resim 4.5. Toprak altı sıcaklığını ölçmek için kullanılan termokupl

Toprak sıcaklığını ölçmek için gerekli termokupl borulara sabitlendikten sonra U-borusu kuyu içerisine bırakılmıştır. Bırakılma esnasında boruların toprak altında birbirleriyle temasını engellemek için her 2 metrede bir boruların arasına ayraç yerleştirilmiştir. U-borusunun kuyu içerisine yerleştirilmesine ait

fotoğraf Resim 4.6.'da verilmiştir.



Resim 4.6. U-borusunun kuyu içerisine yerleştirilmesi

Sondaj kazısında da toprak ile teması sağlamak için dolgu malzemesi olarak bentonit kullanılmıştır. Bentonit, su ile karıştırılarak bentonit harcı elde edilmiştir. Bentonitin dolgu malzemesi olarak kullanımında amaç, hem toprakla borular arasındaki tam teması sağlamak hem de toprağın derinliğinden yukarı doğru suyun kaçması ile ısı kaybını önlemektir. Bentonit dolgu malzemesinin sondaj kuyusuna yerleştirilmesi işlemi U-boruları ile birlikte sondaj kuyusuna yerleştirilen drenaj borusu ile yapılmıştır. Drenaj borusunun görünümü Resim 4.7.'de verilmiştir. Dolgu malzemesinin kuyu içerisine yerleştirilmesi işlemi ile sistemin toprak ile ilgili bölümü tamamlanmıştır.



Resim 4.7. Drenaj borusunun görünümü

4.7. Isı Pompası Ünitesinin Hazırlanması

Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin tamamlanabilmesi için, toprak ısı değiştiricilerinin (su+antifriz çevrimi) ısı pompası (soğutucu akışkan) tesisatı ile birbirlerine bağlanması gerekmektedir. Bu amaçla kuyudan gelen yalıtılmış borular bir kolektör vasıtasıyla bir gidiş ve bir dönüş olmak üzere iki boruya düşürülmüştür. Daha sonra borular dişli bağlantı ile ısı değiştiricisine (yoğusturucu-buharlaştırıcı) bağlanmıştır.

Kolektör ve ısı değiştirici hattı üzerine su-antifriz karışımının toprak hattında dolaşımını sağlamak için bir dolaşım pompası, toprak hattında dolaşan suyun debisini belirlemek için bir su saati bağlanmıştır. Toprak ısı değiştiricisi içerisinde dolaşan su+antifriz karışımının gidiş ve dönüş sıcaklıklarını ölçmek için termokupllar yerleştirilmiştir. Ayrıca hat içerisinde oluşan havayı sistem dışına atmak için sistemin üst noktasına otomatik hava tahliye purjörü konulmuştur. Toprak ısı değiştiricisi ve ısı pompasının bağlantısı ile sistem tamamlanmıştır.

Sistemin ana bileşenleri ve karakteristik bilgileri Çizelge 4.20.'de verilmiştir.

Çizelge 4.20. Sistemin ana bileşenleri ve karakteristik bilgileri

Yer: Ankara, Türkiye (Enlem 39,56 °K; Boylam 32,14 °D)	
<i>Yıllık ortalama hava bilgisi:</i>	
Ortalama dış hava sıcaklığı	287,3K
Ortalama toprak sıcaklığı (1 m)	288,4K
<i>Soğutulacak ortam bilgisi:</i>	
Hacim	20,7 m ³
Konfor sıcaklığı	293 K
<i>Isı pompası bilgisi:</i>	
Kapasite	1,85 kW
Kompresör tipi/gücü	Hermetik/ 1 HP, 0,736 kW
Buharlaştırıcı tipi	HS 10; Kontherm
Yoğuşturucu tipi	AC30-30EQ Plakalı ısı değiştirici
Yoğuşturucu fanı	735 m ³ /h
Soğutucu akışkan	R407c
<i>Toprak ısı değiştiricisi bilgisi:</i>	
Isı değiştirici tipi	Düşey
U-borusu malzemesi	Polietilen, SDR-11
U-boru uzunluğu	40 m
U- boru çapı	32 mm
<i>Dolaşım pompası bilgisi:</i>	
Tip	Rio-C25-70
Güçler	40,62, 83 W

5. DENEYSEL ÇALIŞMA

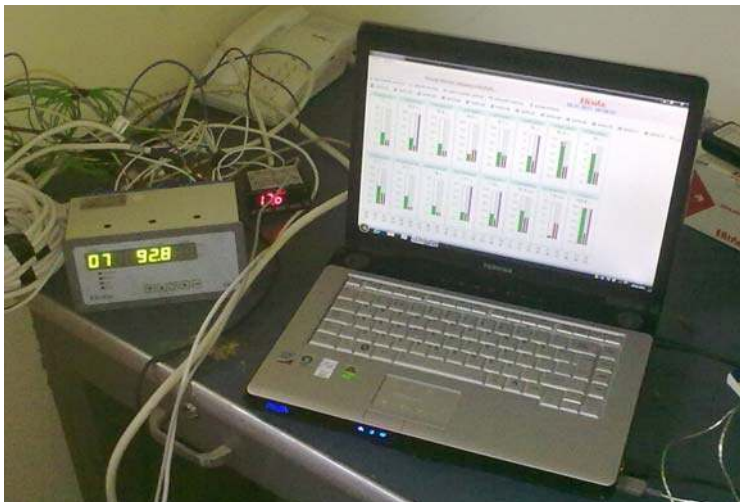
Deneylerde ısıtma ve soğutma mevsimlerinde sıcaklık, basınç, güç ve debi ölçümlerinden alınan parametreler kullanılarak sistemin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

5.1. Deneylerde Ölçülen Parametreler

Deneylerde belli aralıklarda sıcaklık, debi, basınç ve güç ölçümleri yapılmıştır.

5.1.1 Sıcaklık ölçümleri

Yapılan deneyler süresince sistemin çeşitli noktalarından, soğutucu akışkan sıcaklıkları, sistemde dolaşan su+antifriz karışımı gidiş ve dönüş sıcaklıkları, toprak sıcaklığı, dış ortam sıcaklığı, mahal sıcaklığı ve mahal içine üflenen ve emilen sıcaklıklar ölçülmüştür. Ölçülen sıcaklık değerleri Elimko firmasının üretmiş olduğu E-680 data-logger(veri kaydedici) ile kaydedilmiştir. Veri kaydedicisinin ve sıcaklık değerlerinin aktarıldığı bilgisayarın görünümü Resim 5.1.'de, ölçüm noktaları ve ısıl çift tipleri Çizelge 5.1.'de verilmiştir.



Resim 5.1. Veri kaydedicisinin ve bilgisayarın görünümü

Çizelge 5.1. Ölçüm noktaları ve ısı çift tipleri

ÖLÇÜM NOKTASI		TİPİ
Mahal Havaşı °C		E-RT06
Dış Hava °C		E-RT06
Toprak °C		E-MI04
Kompresör	Giriş °C	E-T/C
	Çıkış °C	E-T/C
(Buharlaştırıcı) Evaporatör	Giriş °C	E-T/C
	Çıkış °C	E-T/C
(Yoğuştrucu) Kondenser	Giriş °C	E-T/C
	Çıkış °C	E-T/C
Su+Antifriz	Giriş °C	E-RT10
	Çıkış °C	E-RT10
Mahal	Üflenlen °C	E-RT06
	Emilen °C	E-RT06

5.1.2 Debi ölçümleri

Toprak ısı değiştiricisi içerisinde dolaşan su+antifriz karışımının debisini ölçmek için devreye ısı değiştirici (yoğuşturucu/buharlaştırıcı) çıkışına bir su saati konulmuştur. Resim 5.2.'de su saatinin bağlantı şekli gösterilmiştir.



Resim 5.2. Su saatinin bağlantısı

5.1.2 Basınç ölçümleri

Isı pompası sisteminde kompresörün emme ve basma hatları üzerine manometreler ve basınç transmitterlerin bağlanarak soğutucu akışkan basınçları ölçülmüştür. Basınç transmitterlerden alınan veriler veri kaydedicide kaydedilmiştir. Manometrelerin ve basınç transmitterlerin bağlantısı Resim 5.3.'de verilmiştir.



Resim 5.3. Manometrelerin ve basınç transmitterlerin bağlantısı

5.1.2 Güç ölçümleri

Yapılan deneylerde sistemin şebekeden çektiği toplam güç sisteme bağlanan bir elektrik sayacı ile tespit edilmiştir.

5.2. Belirsizlik analizi

Deneyisel çalışmalarda deneyisel sonuçlar kadar ölçüm verilerinin doğruluğu da önemlidir. Deneylerde kullanılan ölçüm cihazlarının ölçüm hassasiyetleri

mevcuttur. Ölçüm sırasında cihazların ölçüm hassasiyetlerinden kaynaklanan belirsizlikler hesaplanmalıdır. Belirsizlik analizi, verilen bilgilerin doğruluk sınırlarını belirler. Belirsizlik analizi hesabı aşağıdaki eşitlikler kullanılarak yapılır [95,96].

Gözlemlerin aritmetik ortalaması X_M aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$X_M = \frac{1}{N} \sum X_I \quad (5.1)$$

Varyans hesabı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$V = \frac{1}{N-1} \sum (X_I^2 - X_M^2) \quad (5.2)$$

Standart sapma aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$S = \sqrt{V} \quad (5.3)$$

Hassasiyet aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$a = \frac{1}{\sqrt{N}} \quad (5.4)$$

Ölçüm cihazlarının belirsizlikleri aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$U = \sqrt{\sum_{i=1}^R a_i^2 S_i^2} \quad (5.5)$$

Ölçü aletlerinin hassasiyetleri ve analizi yapılan belirsizlikler Çizelge 5.2.'de verilmiştir.

Çizelge 5.2. Ölçü aletlerinin hassasiyeti ve belirsizliği

Cihaz	Marka	Hassasiyet	Belirsizlik
Sıcaklık sensörü	Elimko	$\pm 1^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,91^{\circ}\text{C}$
Basınç sensörü	Elimko	$\pm 0,5 \text{ bar}$	$\pm 0,53 \text{ bar}$
Hava hızı sensörü	Testo	$\pm 0,01 \text{ m/sn}$	$\pm 0,02 \text{ m/sn}$

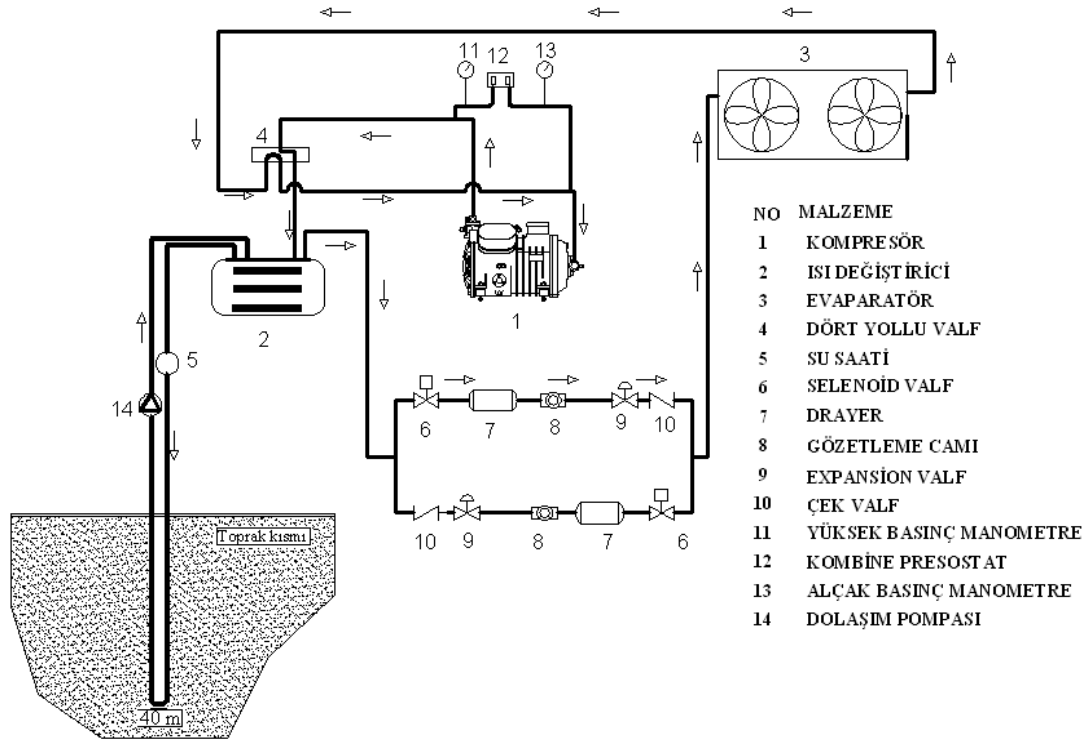
5.3. Deneylerin Yapılışı

Deneyler Soğutma (yaz dönemi) ve ısıtma (kış dönemi) uygulamaları olmak üzere iki grupta yapılmıştır.

5.3.1. Soğutma deneyleri

Deneyler 09.07.2010 – 09.09.2010 tarihleri arasında yapılmıştır. Bu tarihler arasında dış hava sıcaklığının en yüksek olduğu gün için hesaplamalar yapılmıştır.

Soğutma deneyleri için kurulan sistemin şematik görünümü Şekil 5.1.'de gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Kurulan sistemin soğutma modu şematik görünümü

Kurulan sistem, su+antifriz karışımının toprakta dolaştığı U-borulu TID çevrimi, R407c soğutucu akışkanın dolaştığı soğutma çevrimi ve fan çevriminden oluşur.

Soğutma çevriminde, buharlaştırıcıda dolaştırılan soğutucu akışkan oda havasından çektiği ısı ile buharlaşır. Buharlaşan akışkan kompresör tarafından emilerek su antifriz karışımı ile soğutucu akışkan arasındaki ısı geçişini sağlayan ısı değiştiricisine (yoğusturucu) basılır, burada su-antifriz karışımı soğutucu akışkanın ısını çeker, yoğusan soğutucu akışkan genleşme valfiden buharlaştırıcıya geçerek çevrimini tamamlanmış olur.

Soğutma çevrimi analizi

Carnot çevriminde, yoğusturucu sıcaklığı $T_{yoğ}$ ve buharlaştırıcı sıcaklığı T_{buh} arasında çalışan bir ideal soğutma sistemi için maksimum soğutma

performans katsayısı COP_S , Eş. 5.6 ile hesaplanır.

$$COP_S = \frac{T_{buh}}{T_{yoğ} - T_{buh}} \quad (5.6)$$

Isı pompası ünitesinin soğutma performans katsayısı COP_{IP} ve sistemin soğutma performans katsayısı COP_{SIS} Eş. 5.7 ve 5.8 ile hesaplanır.

$$COP_{IP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_k} \quad (5.7)$$

$$COP_{SIS} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_k + \dot{W}_{bf} + \dot{W}_{sp}} \quad (5.8)$$

Burada; kompresörün şebekeden çektiği güç $\dot{W}_k$, buharlaştırıcı fanının şebekeden çektiği güç $\dot{W}_{bf}$, dolaşım pompasının şebekeden çektiği güç $\dot{W}_{sp}$ sisteme bağlanan akıllı elektrik sayacı ile ölçülmüşlerdir. Buharlaştırıcıdan odaya transfer olan ısı miktarı Q_{buh} , Eş. 5.9 ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{hava} C_{p,hava} (T_{g,hava} - T_{ç,hava}) \quad (5.9)$$

Eş. 5.9 'da $\dot{m}_{hava}$ havanın debisini (kg/s), $C_{p,hava}$ havanın özgül ısını (kJ/kg°C), $T_{ç,hava}$ havanın buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığını (°C), $T_{g,hava}$ havanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığını (°C) göstermektedir. Havanın debisi Testo 435 hava hızı ölçüm cihazı ile belirlenmiştir.

Toprak ısı değiştiricisi içerisinde dolaştırılan su+antifriz karışımı tarafından toprağa atılan ısı miktarı $\dot{Q}_{td}$ Eş. 5.10 ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{td} = \dot{m}_{sa} C_{p,sa} (T_{ç,sa} - T_{g,sa}) \quad (5.10)$$

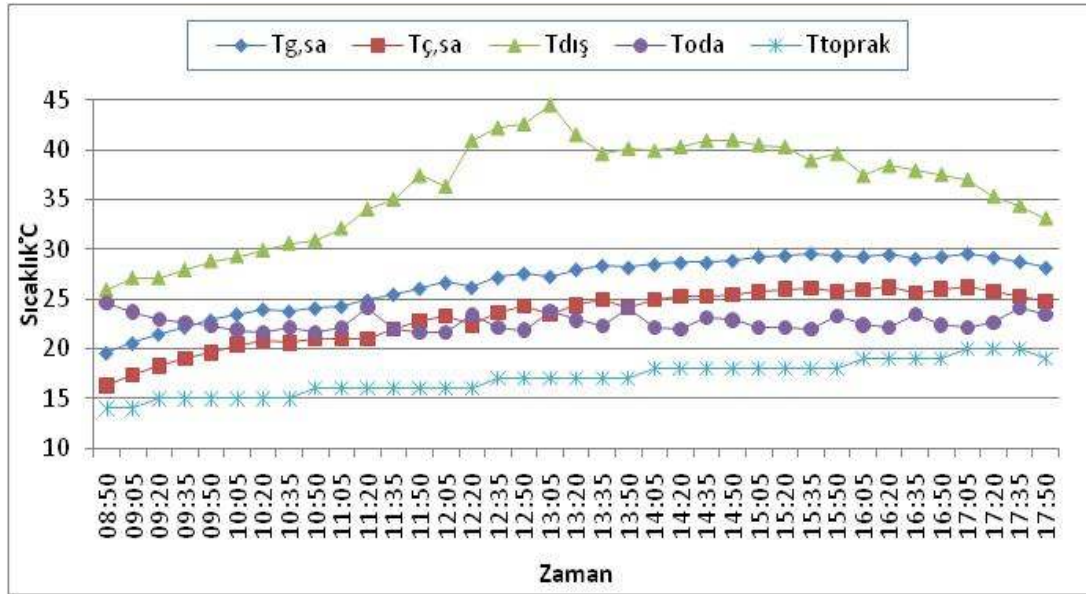
Burada; $\dot{m}_{sa}$ su+antifriz karışımının debisi, $C_{p,sa}$ su+antifriz karışımının özgül ısısını, $T_{ç,sa}$ buharlaştırıcıdan toprağa giden su+antifriz karışımının sıcaklığını, $T_{g,sa}$ topraktan buharlaştırıcıya giren su+antifriz karışımının sıcaklığını göstermektedir.

Amerika Birleşik Devletleri'nde buzdolapları ve iklimlendirme cihazları, enerji etkinlik oranı (EER) adı verilen bir kıstasa göre değerlendirilir. EER, tüketilen her Wh (watt-saat) elektrik için soğutulan ortamdaki Btu olarak çekilen ısı enerjisidir. COP ile EER arasındaki ilişki kolaylıkla bulunabilir. Bir Wh elektrik tüketilirken soğutulan ortamdaki 1 Wh ısı çeken bir cihazın COP'si 1 olacaktır. Bir Wh=3.412 Btu olduğuna göre, COP'si 1 olan bir cihazın EER'si 3.412 olur. Bu sonuç Eşitlik 5.11 ile ifade edilir. İklimlendirme cihazlarının EER değerleri çoğunlukla 8 ile 12 arasındadır. Bu değer COP olarak 2.3 ile 3.5 arasındadır [83].

$$EER = COP \cdot 3.412 \quad (5.11)$$

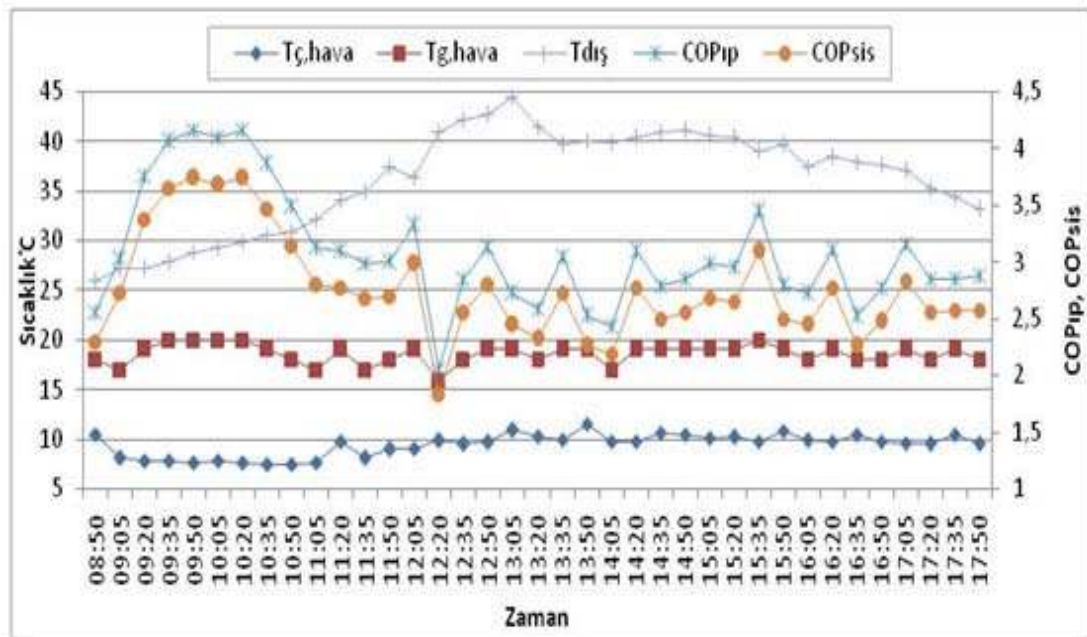
2010 yılı soğutma sezonunda 40 m derinliğindeki TID sisteminin ısı pompası için temmuz, ağustos ve eylül aylarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Sistem performansını incelemek için dış hava sıcaklığının en yüksek olduğu 09.08.2010 gününe ait deney sonuçları kullanılmıştır.

TKIP sisteminin çalıştırılmasıyla elde edilen çevre ($T_{dış}$), iç ortam (T_{oda}), toprak (T_{toprak}) ve su-antifriz karışımının giriş ($T_{g,sa}$), çıkış ($T_{ç,sa}$) sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi Şekil 5.2.'de verilmiştir.



Şekil 5. 2. $T_{dış}$, T_{oda} , T_{toprak} , $T_{g,sa}$, $T_{ç,sa}$ sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi

Sekil 5.3.'da 40 m'lik sondaj kuyusu için soğutma periyodunda $T_{ç,sa}$, $T_{g,sa}$, $T_{ç,hava}$ ve $T_{g,hava}$ sıcaklıkları ile COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin değişimleri gösterilmiştir



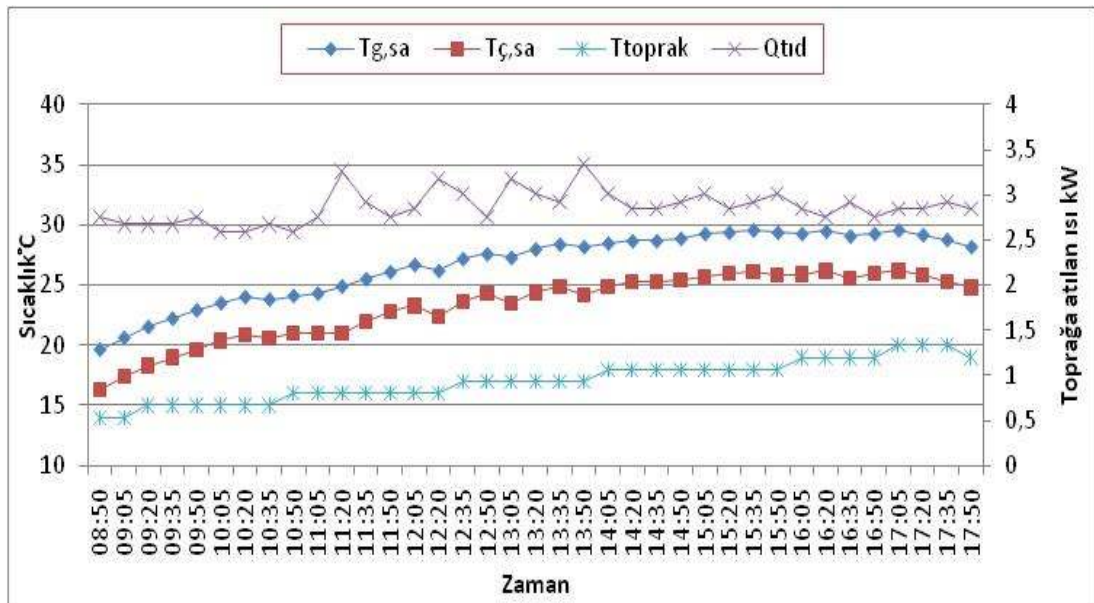
Şekil 5.3. $T_{ç,hava}$, $T_{g,hava}$ sıcaklıkları ile COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin zamana göre değişimleri

Bir günlük deney boyunca toprakta dolasan su antifriz karışımı sıcaklıklarından toprağa gidiş sıcaklığı ($T_{g,sa}$), ile topraktan çıkış sıcaklığı ($T_{ç,sa}$) arasında ortalama 3,42 °C fark ortaya çıkmıştır. Sistem için önemli bir parametre olan $T_{g,sa}$ ve $T_{ç,sa}$ sıcaklıkları ortalaması sırasıyla 26,79 °C ve 23,37 °C, $T_{ç,hava}$ ve $T_{g,hava}$ sıcaklıklarının ortalaması ise 9,35 °C ve 18,8 °C olmuştur. Bu sıcaklıklarda COP_{ip} ve COP_{sis} değerleri ise sırasıyla 3,12 ve 2,81 olarak hesaplanmıştır.

Sistemde dolasan su-antifriz karışımının toprağa giren, çıkan sıcaklıkları ile çevre sıcaklığının ve toprağa atılan ısı miktarının zamanla değişimi Şekil 5.4.'de verilmiştir.

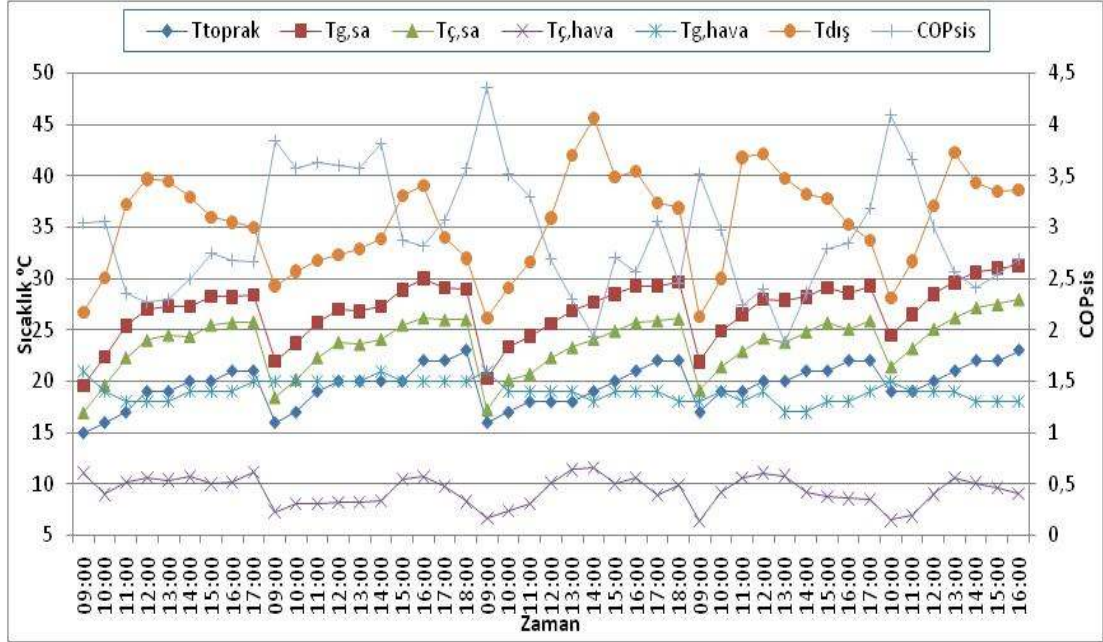
Sistemin beş günlük performansı ve $T_{ç,sa}$, $T_{g,sa}$, T_{toprak} , $T_{g,hava}$, $T_{ç,hava}$, $T_{dış}$ değerlerinin zamana göre değişimleri Şekil 5.5.'de verilmiştir.

Soğutma periyodunun pik günlerinde elde edilen Enerji Etkinlik Oranı (EER) 9,6 BtuW⁻¹h⁻¹ olarak bulunmuştur.



Şekil 5.4. $T_{ç,sa}$, $T_{g,sa}$, T_{toprak} ve Q_{td} değerlerinin zamana göre değişimleri

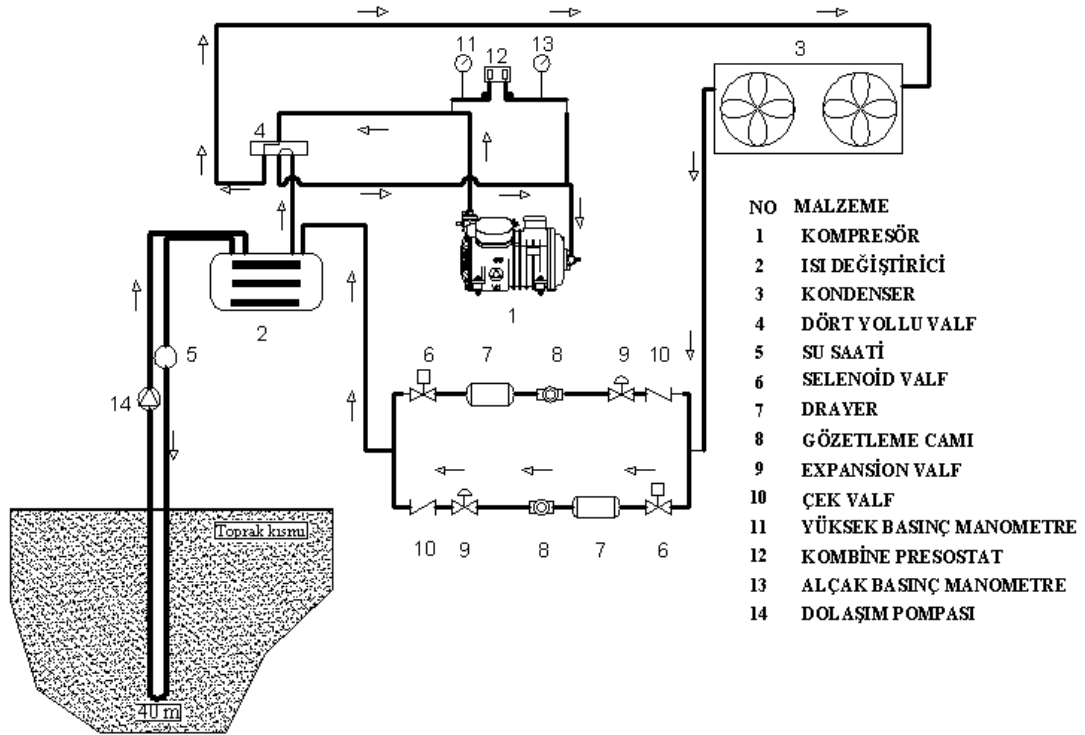
Deney süresince toprağa atılan maksimum ısı miktarı 3,35 kW değerinde iken, ortalama olarak bu değer 2,87 kW'dır.



Şekil 5.5. $T_{ç,sa}$, $T_{g,sa}$, T_{toprak} , $T_{g,hava}$, $T_{ç,hava}$, $T_{dış}$, COP_{sis} değerlerinin zamana göre değişimleri

5.3.2. Isıtma deneyleri

Isıtma deneyleri için kurulan sistemin şematik görünümü Şekil 5.6.'da gösterilmiştir. Kurulan sistem, su+antifriz karışımının toprakta dolaştığı U-borulu TİD çevrimi, R-407C soğutucu akışkanın dolaştığı ısıtma çevrimi ve fan çevriminden oluşur.



Şekil 5.6. Kurulan sistemin ısıtma modu şematik görünümü

Deneyler 03.12.2010 – 25.02.2011 tarihleri arasında yapılmıştır. Yapılan deneylerde elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

Kış şartlarında, TID içerisindeki su-antifriz karışımı ısıyı topraktan çekerek ısıtılacak ortama atmaktadır. Isıtma çevriminde, toprakta dolaştırılan su-antifriz karışımı topraktan ısı çekerek buharlaştırıcıya ısıyı aktarır, buharlaştırıcıda soğutucu akışkan buharlaştıktan sonra kompresör tarafından yoğunlaştırıcıya basılır ve yoğunlaştırıcı boyunca dolaştırılan soğutucu akışkan odaya atılan ısı sayesinde yoğunlaştıktan sonra genleşme valfine girer. Soğutucu akışkanın, genleşme valfinde basıncı düşürüldükten sonra buharlaştırıcıya tekrar dönmesi ile çevrim tamamlanmış olur. Bir fan sayesinde yoğunlaştırıcıyla temas eden hava, odaya üflenerek ortam ısıtılmıştır. Isıtma ve soğutma durumlarının dönüşümünü sağlamak için dört yollu vana kullanılmıştır.

Isıtma çevrimi için enerji analizi

Toprak ısı değıştiricisi içerisinde dolaştırılan su+antifriz karışımı tarafından topraktan çekilen ısı miktarı (Q_{td}) Eş. 5.12 ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{td} = \dot{m}_{sa} C_{p,sa} (T_{g,sa} - T_{\phi,sa}) \quad (5.12)$$

Burada; $\dot{m}_{sa}$ su+antifriz karışımın debisi, $C_{p,sa}$ su-antifriz karışımının özgül ısını, $T_{\phi,sa}$ buharlaştırıcıdan toprağa giden su-antifriz karışımın sıcaklığını, $T_{g,sa}$ topraktan buharlaştırıcıya giren su-antifriz karışımın sıcaklığını göstermektedir.

Isı pompası ünitesinin ısıtma performans katsayısı COP_{IP} ve sistemin ısıtma performans katsayısı COP_{sis} Eş. 5.13 ve 5.14 ile hesaplanır.

$$COP_{IP} = \frac{\dot{Q}_{yoğ}}{\dot{W}_k} \quad (5.13)$$

$$COP_{sis} = \frac{\dot{Q}_{yoğ}}{\dot{W}_k + \dot{W}_{bf} + \dot{W}_{sp}} \quad (5.14)$$

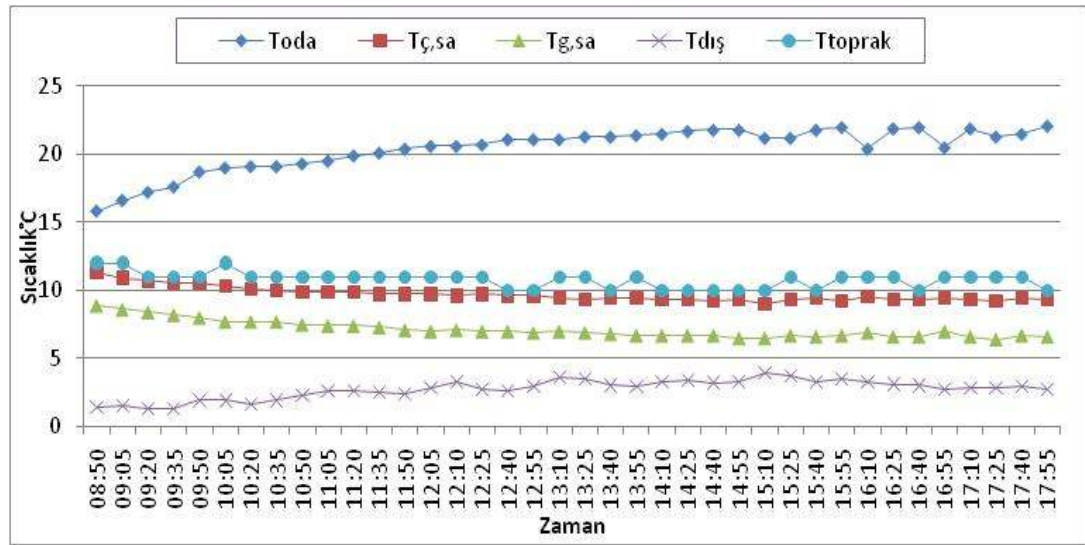
Burada; kompresörün şebekeden çektiği güç $\dot{W}_k$, buharlaştırıcı fanının şebekeden çektiği güç $\dot{W}_{bf}$, dolaşım pompasının şebekeden çektiği güç $\dot{W}_{sp}$ sisteme bağlanan akıllı elektrik sayacı ile ölçülmüşlerdir. Yoğuşturucudan odaya transfer olan ısı miktarı $\dot{Q}_{yoğ}$, Eş. 5.15 ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_{hava} C_{p,hava} (T_{\phi,hava} - T_{g,hava}) \quad (5.15)$$

Eşitlik 5.15'de $\dot{m}_{hava}$ havanın debisini (kg/s), $C_{p,hava}$ havanın özgül ısını (kJ/kg°C), $T_{\phi,hava}$ havanın buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığını (°C), $T_{g,hava}$ havanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığını (°C) göstermektedir. Havanın debisi

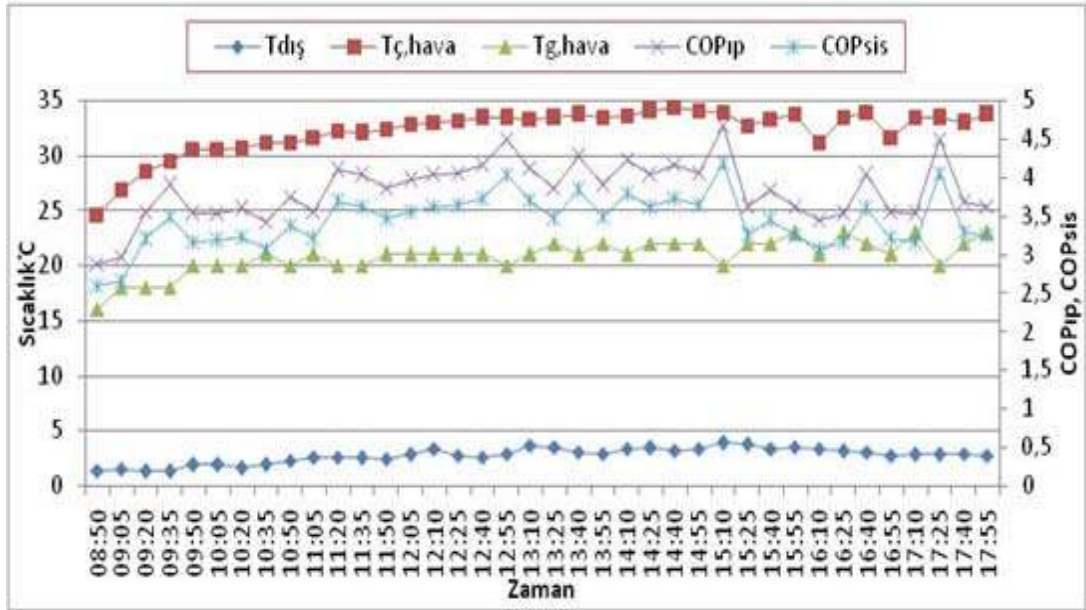
Testo 435 hava hızı ölçüm cihazı ile belirlenmiştir.

Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin çalıştırılması 26.01.1011 günü sabah saat 08.50'de başlamış, saat 17.55'de sona ermiştir. TKIP sisteminin çalıştırılmasıyla elde edilen çevre ($T_{dış}$), iç ortam (T_{oda}), toprak (T_{toprak}) ve su-antifriz karışımının giriş ($T_{g,sa}$), çıkış ($T_{ç,sa}$) sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi Şekil 5.7.'da verilmiştir.



Şekil 5.7. $T_{dış}$, T_{oda} , T_{toprak} , $T_{g,sa}$, $T_{ç,sa}$ sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi

Sekil 5.8.'de 40 m' lik sondaj kuyusu için ısıtma periyodunda $T_{ç,sa}$, $T_{g,sa}$, $T_{ç,hava}$ ve $T_{g,hava}$ sıcaklıkları ile COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin değişimleri gösterilmiştir.

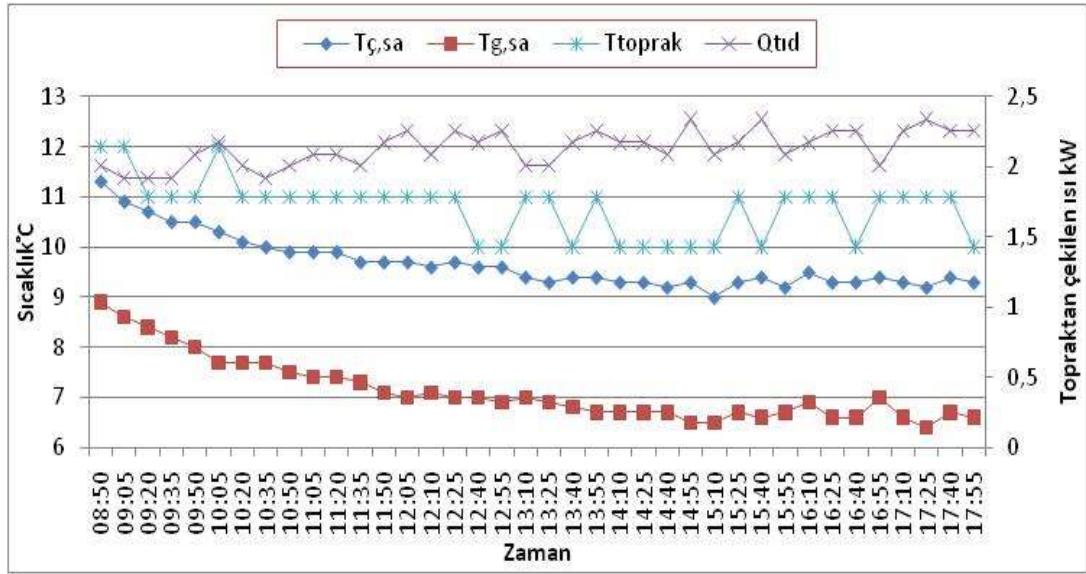


Şekil 5.8. $T_{ç,hava}$, $T_{g,hava}$ sıcaklıkları ile COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerinin zamana bağlı değişimleri

Bir günlük deney boyunca toprakta dolanan su antifriz karışımı sıcaklıklarından toprağa gidiş sıcaklığı ($T_{g,sa}$), ile topraktan çıkış sıcaklığı ($T_{ç,sa}$) arasında ortalama 2,54 °C fark ortaya çıkmıştır. Sistem için önemli bir parametre olan $T_{g,sa}$ ve $T_{ç,sa}$ sıcaklıkları ortalaması sırasıyla 7,11 °C ve 9,66 °C, $T_{ç,hava}$ ve $T_{g,hava}$ sıcaklıklarının ortalaması ise 32,25 °C ve 20,79 °C olmuştur. Bu sıcaklıklarda COP_{ip} ve COP_{sis} değerleri ise sırasıyla 3,85 ve 3,45 olarak hesaplanmıştır.

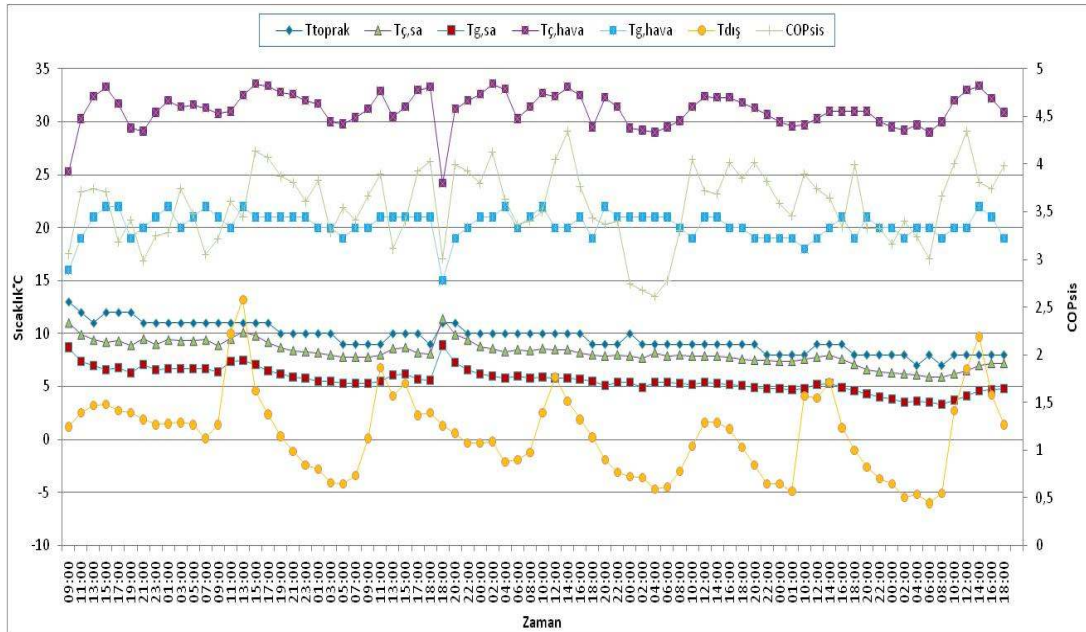
Sistemde dolanan su-antifriz karışımının toprağa giren, çıkan sıcaklıkları ile çevre sıcaklığının ve toprağa atılan ısı miktarının zamanla değişimi Şekil 5.9.'de verilmiştir.

Sistemin uzun süreli performansı ve $T_{ç,sa}$, $T_{g,sa}$, T_{toprak} , $T_{g,hava}$, $T_{ç,hava}$, $T_{dış}$ değerlerinin zamana göre değişimleri Şekil 5.10.'de verilmiştir.



Şekil 5.9. $T_{ç,sa}$, $T_{g,sa}$, T_{toprak} ve Q_{td} değerlerinin zamana göre değişimleri

Deney süresince toprağa atılan maksimum ısı miktarı 2,34 kW değerinde iken, ortalama olarak bu değer 2,12 kW'dır.



Şekil 5.10. $T_{ç,sa}$, $T_{g,sa}$, T_{toprak} , $T_{g,hava}$, $T_{ç,hava}$, $T_{dış}$ ve COP_{sis} değerlerinin zamana göre değişimleri

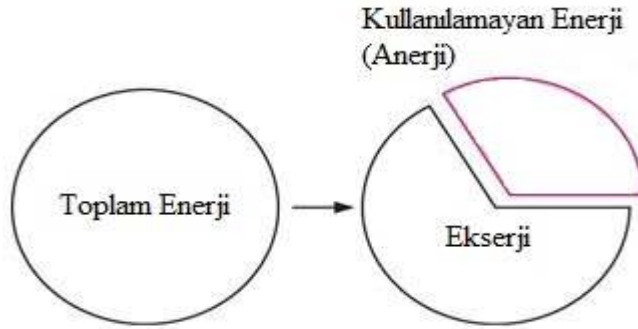
6. EKSERJİ ANALİZİ

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin yoktan var edilemeyeceği var olan enerjinin de yok edilemeyeceği ve sistemlerdeki enerji dengesini ifade ederken, termodinamiğin ikinci yasası, enerjinin kalitesi olduğunu ve gerçek hal değişimlerinin enerji kalitesinin azalması yönünde olacağını ifade eder [97].

Enerjinin kalitesini veya iş yapma potansiyelini sayısal olarak ifade etme çabaları ekserji adı verilen bir özellik ile ifade edilir [97].

Ekserji, enerjinin işe çevrilebilme potansiyeli olarak tanımlanır ve bir kaynaktan elde edilebilecek maksimum işi ifade eder. Bir hal değişimi sırasında kaybedilen iş potansiyeli tersinmezlik veya ekserji kaybı olarak tanımlanır. Bir hal değişimi sırasında ekserji kayıpları ne kadar az ise üretilen iş o kadar fazladır veya tüketilen iş o kadar azdır. Bir sistemin performansı ekserji kayıplarının en aza indirgenmesi yoluyla maksimize edilebilir. Ekserji analizi, ikinci yasaya dayanan bir termodinamik analiz olup enerji sistemlerini ve hal değişimlerini gerçekçi ve anlamlı biçimde değerlendirmeyi ve karşılaştırmayı mümkün kılar. Ekserji analizi ile bulunan ekserji veya ikinci yasa verimleri gerçek sistem performansını maksimum performansla karşılaştırırken, ekserji analizi yardımıyla termodinamik kayıpların yerleri, miktarları ve nedenleri bulunabilir. Ekserji analizi sonuçları sistem performansının iyileştirilmesinde ve daha iyi tasarımların yapılmasında kullanılır [97].

Kısacası ekserji bir sistemin verilen bir durumda sahip olduğu kullanılabilir iş potansiyelini ve herhangi bir termodinamik yasaya aykırı olmaksızın sağlayabileceği maksimum işi ifade eder. Toplam enerji dengesi içinde ekserjinin yeri Şekil 6.1.'de ifade edilmiştir [98].



Şekil 6.1. Toplam enerji dengesi

Kullanılabilir enerji veya ekserji fonksiyonu, aynı koşullardaki bir sistemin karşılaştırılmasına olanak sağlar. Ayrıca ekserji analizi, bir sistemin enerji niteliğinin yol açtığı verim kayıplarının belirlenmesine yardım eder. Açıkça böyle bir analiz, bir sistemin nasıl daha iyiye doğru geliştirilebileceğini sağlamayabilir ve prosesin neresinin iyileştirilebileceğini gösterir.

Rant, ekserjiyi ilk olarak, teknik iş kapasitesi olarak tanımlamıştır. Ekserjinin tam olarak açıklaması ise Baehr tarafından yapılmıştır. Baehr'in ifadesi "Ekserji, enerjinin diğer enerji türlerine dönüştürülebilen kısmıdır [98].

Ekserjini hesaplanabilmesi için, çevrenin sıcaklık, basınç ve kimyasal durumlarının kesinlikle belirtilmesi ve tersinir bir sürecin var olduğunun kabul edilmesi gereklidir.

Tüm termodinamik analizler gibi, ekserji analizi için de tersinir sürecin nasıl olduğunun bilinmesi gerekli değildir. Ancak sürecin başlangıç-giriş noktaları ile bitiş-çıkış noktaları için geçerli olan şartların bilinmesi kafidir.

Kotas'a göre ekserji; referans noktası olarak çevresel parametrelerin kullanıldığı, enerjinin verilen bir formundan yararlanılacak azami iştir [99].

Szargut vd. ekserjiyi elde edilebilecek iş miktarı olarak tanımlamışlardır. [100].

Ekserji iş veya iş üretebilme yeteneğidir. Bu tanımlara uygun olarak ekserjini hesaplanabilmesi için çevre şartlarının bilinmesi gerekir. Tersinir süreçler yoluyla, bir madde doğal çevrenin temel elemanları ile termodinamik denge durumuna getirildiğinde elde edilebilecek iş miktarı o maddenin ekserjisine eşittir.

Ekserji analizi yapılırken tüm ünitelerde aşağıdaki temel eşitlikler kullanılır [99].

Ekserji denkliği;

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W = \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}e - \sum_{\text{giren}} \dot{m}e + T_0 S_{\text{üretim}} \quad (6.1)$$

Eşitlikte $\dot{E}_Q$ ısı transferi ekserjisi ve $\dot{E}_W$ mekanik enerjiye karşılık gelen birim zamandaki ekserjidir. Özgül enerji 'e', çevre sıcaklığı 'T₀', Entropi üretimi de 'S_{üretim}' olarak tanımlanır.

Kompresörlü ideal soğutma sistemleri için ekserji analizi yaparken tüm elemanların tersinmezliklerinin hesaplanması için bütün elemanların giren ve çıkan ekserjilerinin hesap edilmesi gereklidir. Bu ifadeye göre Eş. 6.1 aşağıdaki gibi yeniden düzenlenmiştir.

$$\dot{W} = \sum \dot{E}_Q + \sum_{\text{giren}} \dot{m}e - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}e - I \quad (6.2)$$

İfadedeki 'I' tersinmezliği, birim zamanda kaybolan ekserjiyi ifade eder. Eş. 6.3 ile hesaplanır.

$$I = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (6.3)$$

Eş. 6.1' deki $\dot{E}_Q$ ısı ekserjisi ve $\dot{E}_W$ iş ekserjisi, kapalı sistemler için aşağıdaki Eş. 6.4 ve Eş. 6.5' deki gibi tanımlanır.

$$\dot{E}_Q = Q \left(\frac{T - T_0}{T} \right) \quad (6.4)$$

$$E_W = W \quad (6.5)$$

Eş. 6.4' de 'T' yüzey sıcaklığını ifade etmektedir;

Termodinamiksel ekserji, herhangi bir durum (T, P) ile çevrenin sadece sıcaklığı ve basıncı ile dengede olan bir durum arasındaki ekserjidir. Kimyasal ekserji ise 'P_o' ve 'T_o' çevre şartlarındaki bir durumun çevreyle kimyasal olarak dengede olduğu durum arasındaki ekserjidir [3].

Kimyasal enerji durumları ihmal edilerek termodinamiksel enerji eşitliği Eş. 6.6' de verilmiştir.

$$e = (h - T_0 s) + \frac{1}{2} V^2 + g Z - (h_0 - T_0 s_0) \quad (6.6)$$

Eş. 6.6'daki potansiyel enerji ve kinetik enerjiler ihmal edilirse termodinamiksel enerji eşitliği

$$e = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (6.7)$$

eşitliği ile bulunur.

6.1. TKIP Sisteminin Ekserji Analizi

Bu bölümde, daha önceki bölümde verilen deneysel verilerden faydalanarak TKIP sisteminin soğutma ve ısıtma moduna göre ekserji analizi yapılacaktır. Ekserji analizi yapıldıktan sonra sonuçlar çizelgeler halinde verilerek enerji analizi ile de kıyaslama yapılacaktır. TKIP sisteminin tasarımında, gerekli olan tüm işlemler bazı araştırmacıların çalışmaları ve önerileri doğrultusunda yapılmıştır [66].

Ekserji analizinin teorisi, yukarıda detaylı olarak verilmiştir. Bu bölümde, “termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizi” için tüm işlemlerde kararlı akış hali söz konusudur ve kararlı akış ile birlikte potansiyel ve kinetik enerji etkileri ihmal edilmiştir. Bakır bağlantı borularının uzunluğunun kısa olusundan dolayı bu borular içerisindeki ısı transferi ve soğutucu akışkanın basınç düşüşü ihmal edilmiştir. Kompresörün adyabatik verimi %80 kabul edilmiştir. Hava ideal gaz ve nem içeriği ihmal edilebilir bir akışkan olarak alınmıştır. Bu kabuller ışığında, kayıp işi, ısı girişini, tersinmezlik miktarını, enerji ve ekserji verimliliklerini, korunum eşitliklerini kullanarak bulabiliriz [66,101,102].

Kütlenin korunumu denklemi,

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (6.8)$$

Burada; $\dot{m}$, kütleli debiyi, alt indisler ise giriş ve çıkışı göstermektedir. Genel enerji korunumu denklemi, aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta \quad (6.9)$$

Burada; $\dot{E}_g$, ısı, iş ve kütle yoluyla olan sisteme giren net enerji transferi miktarı, $\dot{E}_\varphi$ ise ısı, iş ve kütle yoluyla sistemden çıkan net enerji transferi miktarıdır.

Genel enerji korunumu denklemi daha açık bir şekilde,

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_g h_g = \dot{W} + \sum \dot{m}_\varphi h_\varphi \quad (6.10)$$

şeklinde ifade edilir. Burada, $\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{net},g} = (\dot{Q}_g - \dot{Q}_\varphi)$ net ısı girişinin miktarı, $\dot{W} = \dot{W}_{\text{net},\varphi} = (\dot{W}_\varphi - \dot{W}_g)$ net iş çıkışının miktarı ve h, birim kütle başına entalpi değeridir.

Genel ekserji korunumu eşitliği aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\dot{E}x_g - \dot{E}x_\varphi = \dot{E}x_k \quad (6.11)$$

Burada, $(\dot{E}x_g - \dot{E}x_\varphi)$ ısı, iş ve kütle yoluyla olan net ekserji transferi miktarı, $\dot{E}x_k$ ekserji kaybı miktarı olup aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\dot{E}x_{\text{ısı}} - \dot{E}x_{\text{iş}} + \dot{E}x_{\text{kütle},g} - \dot{E}x_{\text{kütle},\varphi} = \dot{E}x_k \quad (6.12)$$

Eş. 6.11 kullanılarak genel ekserji korunumu aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\sum \left(1 - \frac{T_o}{T_{\text{kay}}}\right) \dot{Q}_{\text{kay}} - \dot{W} + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\varphi \psi_\varphi - \dot{E}x_k \quad (6.13)$$

Burada, $\dot{Q}_k$, kaynak bölgesinde T_{kay} sıcaklığında sınır boyunca olan ısı transferini, $\dot{W}$ iş miktarını, ψ akış ekserjisini, h entalpiyi, s entropiyi ve sıfır alt indisi P_o , T_o durumundaki ölü şartları göstermektedir.

Burada ψ değeri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\psi = (h - h_o) - T_o (s - s_o) \quad (6.14)$$

Entropi dengesinin hali aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\dot{S}_g - \dot{S}_\varphi + \dot{S}_u = 0 \quad (6.15)$$

Burada, $(\dot{S}_g - \dot{S}_\varphi)$, ısı ve kütle yoluyla olan net entropi transferinin miktarını, $\dot{S}_u$ üretilen entropi miktarını gösterir. Sisteme olan ısı transferinin pozitif yönü hesaba katılırsa, genel entropi denklemi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\dot{S}_u = \sum \dot{m}_\varphi s_\varphi - \sum \dot{m}_g s_g - \sum \frac{\dot{Q}_{kay}}{T_{kay}} \quad (6.16)$$

Literatürde, ekserji verim eşitlikleri için çok çeşitli ifadeler mevcuttur. Bunlar arasında olan ve daha çok kullanılan oransal verim veya ortalama oransal verim tarifi, Kotas tarafından aşağıdaki gibi ifade edilmiştir [66].

$$\eta_{o,v} = \frac{\dot{E}x_{kazanilan,\varphi}}{\dot{E}x_{kullanilan}} \quad (6.17)$$

Burada, $\dot{E}x_{kazanilan,\varphi}$ sistemden transfer olan tüm ekserjinin toplamıdır, bu değer pozitiftir. $\dot{E}x_{kullanilan}$ ise herhangi bir işlem için gerekli olan ekserji giriş miktarıdır.

Eşitlik 6.17'i ısı pompası sistemleri için aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\eta_{o,v,ip} = \frac{\dot{E}x_{isl}}{\dot{W}_{gercek,g}} \quad (6.18)$$

Burada, her terim pozitif olup $\dot{E}x_{isi}$ birim zamanda sisteme ısı yoluyla giren ekserji transferi, $\dot{W}_{gercek,g}$ ise birim zamanda sisteme giren gerçek iş miktarıdır.

Isı yoluyla olan ekserji transferi miktarı aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\dot{E}x_{isi} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{g,hava}}\right) \dot{Q}_{iy} \quad (6.19)$$

Burada, $T_{g,hava}$ iç ortam sıcaklığı ve $\dot{Q}_{iy}$ odanın ısıtma yüküdür. Bu değer yoğuşturucudan transfer olan ısı miktarına eşit kabul edilmektedir.

İkinci kanunun verimi ise aşağıdaki gibi ifade edilir [66].

$$\eta_u = \frac{COP_{C,i}}{COP_{gercek,i}} \quad (6.20)$$

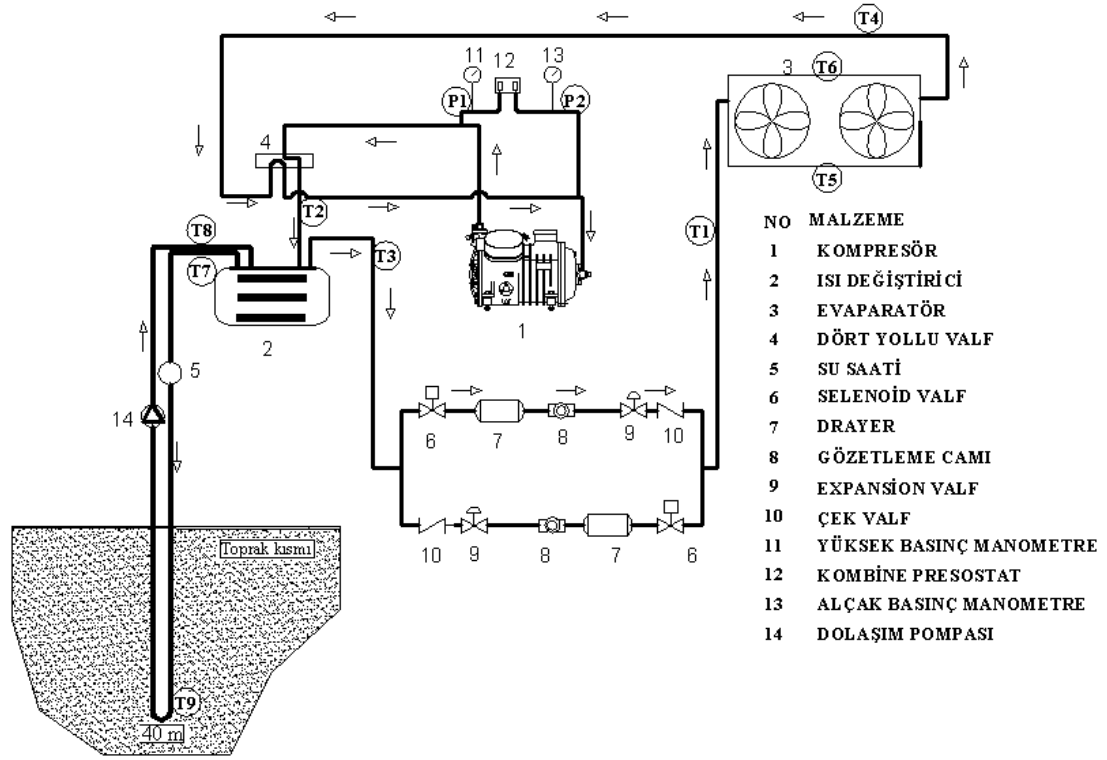
TKIP sisteminin ısıtma performansı, yoğuşturucudan transfer olan ekserji miktarının gerçek iş miktarına oranı olarak da tarif edilebilir.

$$\eta_{p,tkip} = \frac{\dot{E}_{g,yog} - \dot{E}_{c,yog}}{\dot{W}_{gercek,g}} \quad (6.21)$$

Yukarıda verilen eşitlikler kullanılarak TKIP sisteminin bileşenleri için korunum eşitlikleri elde edilir.

6.1.1. Soğutma mevsimi için ekserji analizi

Ekserji analizinde kullanılacak karakteristik noktaların yerleri, Şekil 6.2'de soğutma mevsimi için gösterilmiştir.



Şekil 6.2. Soğutma mevsimi için kullanılacak karakteristik noktaların yerleri

Soğutma mevsimi ekserji analizi için aşağıdaki eşitlikler kullanılır [66].

Kompresör için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{soğ} \quad (6.22)$$

$$\dot{E}x_{k,komp,e} = T_0 \dot{m}_{soğ} (s_1 - s_2) \quad (6.23)$$

$$\dot{E}x_{k,komp} = \dot{m}_{soğ} (\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{komp} \quad (6.24)$$

Yoğuşturucu için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{soğ}; \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{sa} \quad (6.25)$$

$$\dot{E}x_{k,yoğ,e} = T_0 [\dot{m}_{soğ} (s_2 - s_3) + \dot{m}_{sa} (s_7 - s_8)] \quad (6.26)$$

$$\dot{E}x_{k,yoğ} = \dot{m}_{soğ} (\psi_2 - \psi_3) + \dot{m}_{sa} (\psi_8 - \psi_7) \quad (6.27)$$

Buharlaştırıcı için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{soğ} \quad (6.28)$$

$$\dot{E}x_{k,buh,e} = T_0 [\dot{m}_{soğ} (s_1 - s_4) + \dot{m}_{hava} (s_5 - s_6)] \quad (6.29)$$

$$\dot{E}x_{k,buh} = \dot{m}_{soğ} (\psi_4 - \psi_1) + \dot{m}_{hava} (\psi_6 - \psi_5) \quad (6.30)$$

Genleşme valfi (gv) için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{soğ} \quad (6.31)$$

$$\dot{E}x_{k,gv,e} = T_0 \dot{m}_{soğ} (s_4 - s_3) \quad (6.32)$$

$$\dot{E}x_{k,gv} = \dot{m}_{soğ} (\psi_4 - \psi_3) \quad (6.33)$$

Buharlaştırıcı fanı (bf) için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_{hava,g} = \dot{m}_{hava,\zeta} = \dot{m}_{hava} \quad (6.34)$$

$$\dot{E}x_{k,bf,e} = T_0 [\dot{m}_{hava} (s_6 - s_5) + \frac{\dot{Q}_{buh}}{T_{iç,hava}}] \quad (6.35)$$

$$\dot{E}x_{k,bf} = \dot{m}_{hava} (\psi_5 - \psi_6) - \dot{Q}_{buh} (1 - \frac{T_0}{T_{iç,hava}}) \quad (6.36)$$

Toprak ısı değiştiricisi (TID) için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{sa} \quad (6.37)$$

$$\dot{E}x_{k,TID,e} = T_0 [\dot{m}_{sa} (s_8 - s_7) + \frac{\dot{Q}_{TID}}{T_{toprak}}] \quad (6.38)$$

$$\dot{E}x_{k,TID} = \dot{m}_{sa} (\psi_7 - \psi_8) - \dot{Q}_{TID} (1 - \frac{T_0}{T_{toprak}}) \quad (6.39)$$

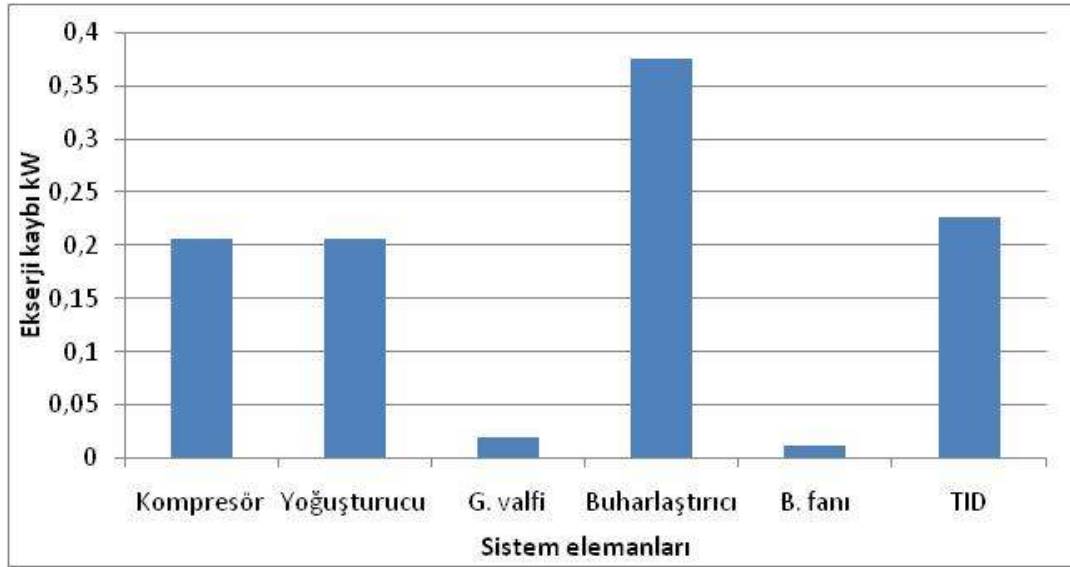
Soğutma periyodu için yapılan ekserji analizinde elde edilen sonuçlar ve bazı fiziksel özellikler Çizelge 6.1.'de verilmiştir.

Çizelge 6.1. Soğutma periyodunda belirlenen çeşitli fiziksel özellikler ve ekserji miktarları

Eleman	Akışkan	Sıcaklık T(°C)	Basınç P(bar)	Özgül Entalpi h(kj/kg)	Özgül Entropi s(kj/kgK)	Kütleli Debi m(kg/s)	Özgül Ekserji Ψ (kj/kg)	Ekserji Miktarı $Ex=m*\psi$
-	R-407c	25	1.013	398,00	1,870	-	0	0
-	Hava	25	1.013	63,303	0,218	-	0	0
-	Su+ant	25	1,013	104,38	0,370	-	0	0
Buharlaştırıcı çıkış /Kompresör giriş(1)	R407c	11,2	3,8	424,112	1,845	0,01307	33,417	0,436
Yoğuşturucu giriş /Kompresör çıkış(2)	R407c	80/85,1	15,8	478,316	1,891	0,01307	73,906	0,966
Yoğuşturucu çıkış(3)	R407c	24,2	15,8	237,091	1,129	0,01307	60,298	0,708
Buharlaştırıcı giriş(4)	R407c	-3,4	3,8	195,098	0,982	0,01307	61,925	0,808
Buharlaştırıcı fanına Giriş(5)	Hava	21	1.013	59,176	0,204	0,2449	0,047	0,011
Buharlaştırıcı fanından çıkış(6)	Hava	8,7	1.013	26,540	0,094	0,2449	0,028	0,007
Toprak ısı değiştiricisine giriş(7)	Su-ant	20,1	-	84,278	0,297	0,2	1,034	0,206
Toprak ısı değiştiricisinden çıkış(8)	Su-ant	23,4	-	95,992	0,344	0,2	1,175	0,235

Soğutma mevsimi için yapılan ekserji analizinde, ısı pompası ünite bazında ekserji verimi %78,6 iken, sistem bazında ekserji verimi %70,8 'dir.

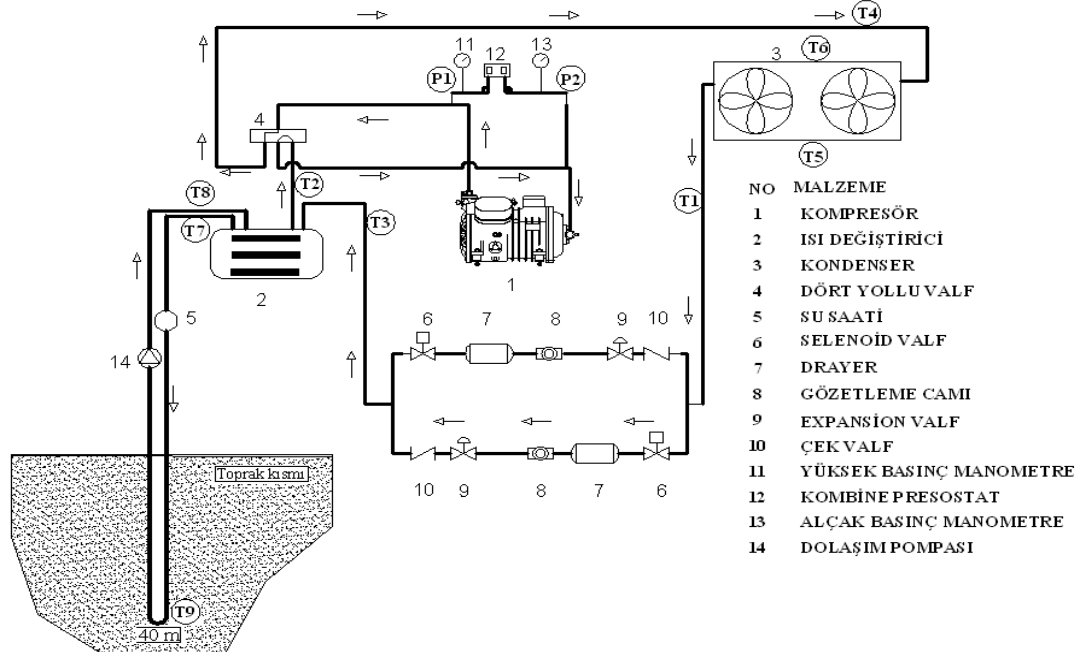
Sistem elemanlarının (kompresör, yoğuşturucu, genişleme valfi, buharlaştırıcı, buharlaştırıcı fanı ve toprak ısı değiştiricisi) ekserji kayıpları Şekil 6.4.'de verilmiştir.



Şekil 6.3. Sistem elemanlarının ekserji kayıpları

6.1.2. Isıtma mevsimi için ekserji analizi

Ekserji analizinde kullanılacak karakteristik noktaların yerleri, Şekil 6.3.'de ısıtma mevsimi için gösterilmiştir.



Şekil 6.4. Isıtma mevsimi için kullanılacak karakteristik noktaların yerleri

Isıtma mevsimi ekserji analizi için aşağıdaki eşitlikler kullanılır [66].

Kompresör için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{soğ} \quad (6.40)$$

$$\dot{E}x_{k,komp,e} = T_0 \dot{m}_{soğ} (s_1 - s_2) \quad (6.41)$$

$$\dot{E}x_{k,komp} = \dot{m}_{soğ} (\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{komp} \quad (6.42)$$

Yoğuşturucu için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{soğ}; \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{sa} \quad (6.43)$$

$$\dot{E}x_{k,yoğ,e} = T_0 [\dot{m}_{soğ} (s_2 - s_3) + \dot{m}_{sa} (s_7 - s_8)] \quad (6.44)$$

$$\dot{E}x_{k,yoğ} = \dot{m}_{soğ} (\psi_2 - \psi_3) + \dot{m}_{sa} (\psi_6 - \psi_5) \quad (6.45)$$

Buharlaştırıcı için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{soğ} \quad (6.46)$$

$$\dot{E}x_{k,buh,e} = T_0 [\dot{m}_{soğ} (s_1 - s_4) + \dot{m}_{hava} (s_5 - s_6)] \quad (6.47)$$

$$\dot{E}x_{k,buh} = \dot{m}_{soğ} (\psi_4 - \psi_1) + \dot{m}_{hava} (\psi_8 - \psi_7) \quad (6.48)$$

Genleşme valfi (gv) için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{soğ} \quad (6.49)$$

$$\dot{E}x_{k,gv,e} = T_0 \dot{m}_{soğ} (s_4 - s_3) \quad (6.50)$$

$$\dot{E}x_{k,gv} = \dot{m}_{soğ} (\psi_4 - \psi_3) \quad (6.51)$$

Yoğuşturucu fanı (yf) için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_{hava,g} = \dot{m}_{hava,\phi} = \dot{m}_{hava} \quad (6.52)$$

$$\dot{E}x_{k,yf,e} = T_0 [\dot{m}_{hava} (s_6 - s_5) + \frac{\dot{Q}_{buh}}{T_{iç,hava}}] \quad (6.53)$$

$$\dot{E}x_{k,yf} = \dot{m}_{hava} (\psi_5 - \psi_6) - \dot{Q}_{buh} (1 - \frac{T_0}{T_{iç,hava}}) \quad (6.54)$$

Toprak ısı değiştiricisi (TİD) için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{sa} \quad (6.55)$$

$$\dot{E}x_{k,TİD,e} = T_0 [\dot{m}_{sa} (s_8 - s_7) + \frac{\dot{Q}_{TİD}}{T_{toprak}}] \quad (6.56)$$

$$\dot{E}x_{k,TİD} = \dot{m}_{sa} (\psi_7 - \psi_8) - \dot{Q}_{TİD} (1 - \frac{T_0}{T_{toprak}}) \quad (6.57)$$

Isıtma mevsimi için yapılan ekserji analizinden elde edilen sonuçlar ve belirlenen fiziksel özellikler Çizelge 6.2’de verilmiştir.

Çizelge 6.2. Isıtma mevsiminde belirlenen çeşitli fiziksel özellikler ve ekserji miktarları

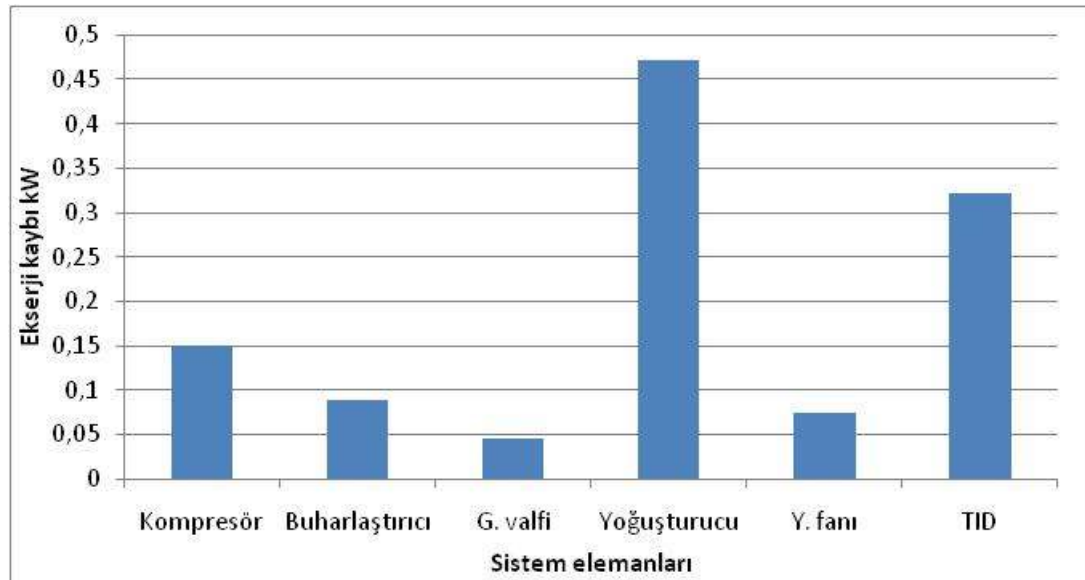
Eleman	Akışkan	Sıcaklık T(°C)	Basınç P(bar)	Özgöl Entalpi h(kj/kg)	Özgöl Entropi h(kj/kgK)	Kütlesel Debi m(kg/s)	Özgöl Ekserji Ψ(kj/kg)	Ekserji Miktarı Ex=m*ψ
-	R407c	25	1.013	398,00	1,870	-	0	0
-	Hava	25	1.013	63,303	0,218	-	0	0
-	Su-ant	25	1,013	104,38	0,370	-	0	0
Buharlaştırıcı çıkış /Kompresör giriş(1)	R407c	12,3	3	426,08	1,871	0,01307	27,781	0,3631
Yoğuşturucu giriş /Kompresör çıkış(2)	R407c	78,7	15,5	472,08	1,875	0,01307	72,589	0,9488
Yoğuşturucu çıkış(3)	R407c	35,4	15,5	255,98	1,194	0,01307	59,529	0,7781
Buharlaştırıcı giriş(4)	R407c	-11,7	3	183,57	0,9395	0,01307	62,998	0,8234
Buharlaştırıcı fanına Giriş(5)	Hava	22	1.013	60,207	0,207	0,2449	0,1836	0,0449

Çizelge 6.3. (Devam) Isıtma mevsiminde belirlenen çeşitli fiziksel özellikler ve ekserji miktarları

Buharlaştırıcı fanından çıkış(6)	Hava	33,3	1.013	71,879	0,246	0,2449	0,227	0,0557
Toprak ısı değiştiricisine giriş(7)	Su-ant	9,3	-	41,72	0,145	0,2	4,003	0,8007
Toprak ısı Değiştiricisinden çıkış(8)	Su-ant	6,6	-	27	0,097	0,2	3,594	0,7189

Isıtma mevsimi için yapılan ekserji analizlerinde, ısı pompası ünite bazında ekserji verimi %84 iken sistem bazında ise ekserji verimi %76'dır.

Sistem elemanlarının (kompresör, buharlaştırıcı, genişleme valfi, yoğuşturucu buharlaştırıcı fanı ve toprak ısı değiştiricisi) ekserji kayıpları Şekil 6.5.'de verilmiştir.



Şekil 6.5. Sistem elemanlarının ekserji kayıpları

7. YAPAY SİNİR AĞLARI

Teknolojik gelişmenin önemli boyutlara ulaştığı günümüzde, insan oğlunun kendisini tanımaya yönelik çalışmaları da önemli aşamalar kaydetmiştir. Yapay zekâ kavramı ile insanın en önemli özellikleri olan düşünebilme ve öğrenebilme yetenekleri en önemli araştırma konuları durumuna gelmiştir. Özellikle son zamanlarda bilgisayar kullanımının hızla yaygınlaşması sonucunda yapay zekâ çalışmaları da bir ivme kazanmıştır.

İnsanın düşünme yapısını anlamak ve bunun benzerini ortaya çıkaracak bilgisayar işlemlerini geliştirmeye çalışmak olarak tanımlanan yapay zeka, aslında programlanmış bilgisayarlara düşünme yeteneği sağlama girişimidir. İnsan gibi düşünen ve davranan sistemlerin geliştirilmesine yönelik olarak 1950’li yıllardan beri süren yapay zeka çalışmaları, bir noktada insanı taklit etmeye yönelik olduğundan mühendislik, nöroloji ve psikoloji gibi alanlara da yayılmıştır. İnsan gibi düşünebilen ve davranabilen sistemlerin geliştirilmesi için yapılan çalışmalarda bugün geline nokta, henüz yapay zekanın tam olarak geliştirilememiş olmasıdır. Yapay zekanın mümkün olabilirliği tartışmaları bir yana bırakılırsa bu konudaki çalışmalar bu alanı destekleyen farklı alanlardaki çalışmalarla birlikte devam etmektedir [103].

Yapay zeka çalışmaları kapsamında ortaya çıkan ve bir noktada yapay zeka çalışmalarına destek sağlamakta olan farklı alanlardan bir tanesi de Yapay Sinir Ağları (YSA) teknolojisidir. Dolayısıyla, yapay zekâ alanının bir alt dalını oluşturan YSA teknolojisi öğrenebilen sistemlerin temelini oluşturmaktadır. İnsan beyninin temel işlem elemanı olan nöronu (neuron) şekilsel ve işlevsel olarak basit bir şekilde taklit eden YSA’lar, bu yolla biyolojik sinir sisteminin basit bir simülasyonu için oluşturulan programlardır [104]. Bu şekilde, insanoğluna özgü deneyerek öğrenme yeteneğini bilgisayar ortamına taşıyabildiği düşünülen YSA teknolojisi bir bilgisayar sistemine inanılmaz bir “girdi veriden öğrenme” kapasitesi sağlamaktadır ve birçok avantajlar

sunmaktadır. Çeşitli avantajlar sunan ve gün geçtikçe gelişen bu teknolojiden, günümüzde birçok alanda faydalanılmaktadır.

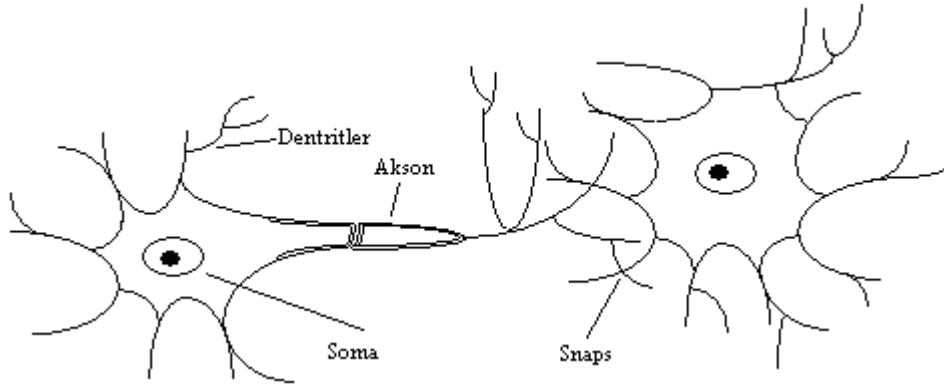
7.1. Yapay Sinir Ağının Tanımı ve Biyolojik Yapısı

Yapay sinir ağı; insan beyninin sinir hücrelerinden oluşmuş katmanlı ve paralel olan yapısının tüm fonksiyonlarıyla beraber sayısal dünyada gerçekleştirilmeye çalışılan modellenmesidir. Sayısal dünya ile belirtilmek istenen donanım ve yazılımdır. Bir başka ifadeyle yapay sinir ağı hem donanımsal olarak hemde yazılım ile modellenenir. Bu bağlamda, yapay sinir ağları ilk elektronik devreler yardımıyla kurulmaya çalışılmış ancak bu girişim kendini yavaş yavaş yazılım sahasına bırakmıştır. Böylesi bir kısıtlanmanın sebebi; elektronik devrelerin esnek ve dinamik olarak değiştirilememesi ve birbirinden farklı olan ünitelerin bir araya getirilememesi olarak ortaya konmaktadır [105].

Yazılım yardımıyla daha kolay kurulabilen yapay sinir ağları, yine yazılımsal olarak çalıştırılabilmesi de rahat olabilecek modellerdir. Ancak elektronik devrelerle kurulan yapay sinir ağı modelleri doğal olarak yazılım ile kurulan modellere kıyasla daha hızlı sonuca ulaşabilecektir. Bu sebepten dolayı, yapay sinir ağları günümüzde yazılımsal olarak kurulup, çalıştırılıp, test edilmekte ve gerekli tüm değişiklikler ve dinamik güncellemeler yapılmakta, ardından sonuçlara göre karar verilmektedir. Eğer elde edilen sonuçların başarısı %99'lar ifade edilebiliyorsa, o zaman gerekli görüldüğü takdirde model elektronik devreler üzerine aktarılmaya çalışılmaktadır. Böylece yapay sinir ağı modelleri, gerçek yaşama uygulanmak üzere fiziksel bir platform üzerinde hazır hale getirilmiş olmaktadır.

Buraya kadar, yapay sinir ağının donanım ve yazılım sahasıyla olan ilişkisi gündeme getirilmiştir. Simdi ise, yapay sinir ağının yapısından ve onu oluşturan elemanlardan söz edilecektir. Bu yapıyı anlayabilmek için öncelikle

biyolojik sinir hücresinden bahsedilmesi gerekmektedir. Sekil 7.1.'de biyolojik nöron/sinir hücresinin şematik yapısı gösterilmiştir [105].



Şekil 7.1. Biyolojik nöron/sinir hücresinin şematik yapısı

Dendrit, görevi diğer sinir hücrelerinden iletilen sinyalleri, sinir hücresinin çekirdeğine iletmektedir. Bu yapı basit gibi görünse de günümüzde dendritlerin görevlerinin daha karmaşık olduğu yolunda söylemler hakim olan görüştür. Hücrenin çekirdeği ile her bir dendrit arasında farklı bir iletişim söz konusudur. Bu sebeple bazı dendritlerin etkileşimde ağırlıklı pay sahibi, diğerlerinin de pasif (resesif) olduğu gözlenmektedir. Bu ise dışarıdan alınan sinyallerde seçicilik gibi önemli bir olgunun sinir hücresi tarafından gerçekleştirilmesi anlamını taşımaktadır.

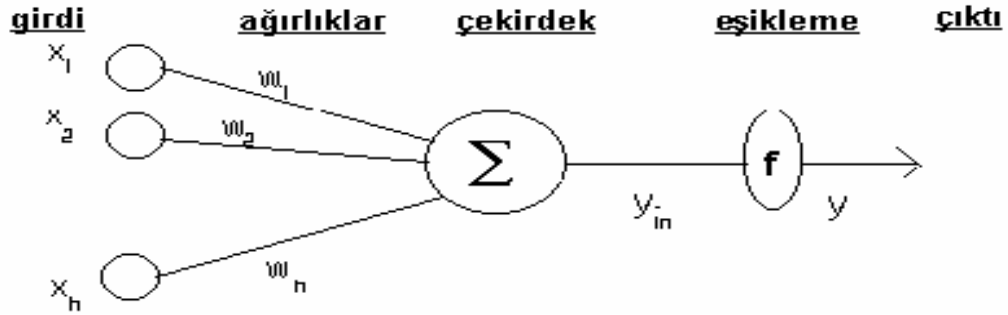
Soma, dendritler yoluyla iletilen tüm sinyalleri alıp toplayan merkezdir. Biyolojik olarak hücre çekirdeği (nükleus) olarak da bilinen yapıdır. Çekirdek gelen toplam sinyali diğer sinir hücrelerine göndermek üzere, bilgiyi aksona iletir.

Akson, hücre çekirdeğinden aldığı toplam bilgiyi bir sonraki sinir hücresine dağıtmakla görevlidir. Ancak akson bu toplam sinyalin ön işlemden geçirilmeden diğer sinir hücresine aktarılmasına engel olur. Çünkü akson ucunda sinapsis denilen birimlere bilgiyi aktarır.

Sinapsis, aksondan gelen toplam bilgiyi ön işlem den geçirdikten sonra diğ er sinir hücrelerinin dendritlerine iletmekle görevlidir. Sinapsisin ön işlem ile gerçekleşt irdiği görev çok önem taşımaktadır. Bu ön işlem gelen toplam sinyalin, belli bir eş ik değ erine göre değ iş tirilmesinden ibarettir. Böylece toplam sinyal olduğu gibi değ il, belli bir aralı ğ a indirgenerek diğ er sinir hücrelerine iletilmiş olunur. Bu açıdan, her gelen toplam sinyal ile dendrite iletilen sinyal arasında bir korelasyon (iliş ki) oluşturulur. Buradan yola çıkılarak “öğ renme” iş leminin sinapsislerde gerçekleşt iğ i fikri ortaya atılmış ve bu hipotez, günümüz yapay sinir ağı dünyası için teori haline dönüş müştür. Yapay sinir ağı modelleri üzerinde “öğ renme” bu teoriye dayanılarak, sinapsisler ve dendritler arasında yer alan ağı rlık katsayılarının güncellenmesi olarak algılanmaktadır.

Yukarıda biyolojik olan sinir hücrelerinin elemanları tanıtılmaktadır. Öyleyse yapay sinir ağı hücre modeline geç iş yapmak gerekmektedir. Yapay sinir hücresi, gerçek biyolojik hücreyle aynı ilkelere dayandırılmaya çalışılmış tır.

Sekil 7.2.’de görünen yapay sinir hücresinin dendritleri x_n ve her bir dendritin ağı rlık katsayısı (önemlilik derecesi) w_n ile belirtilmiştir. Böylece x_n girdi sinyallerini, w_n ise o sinyallerin ağı rlık katsayılarının değ erlerini taşımaktadır. Çekirdek ise tüm girdi sinyallerinin ağı rlıklı toplamalarını elde etmektedir. Tüm bu toplam sinyal y_{in} ile gösterilmiş ve sinapsise eş iklenme fonksiyonuna girdi olarak yönlendirilmiştir. Sinapsis üzerindeki eş ikleme fonksiyonundan çıkan sonuç sinyali y ile belirtilmiş ve diğ er hücreye beslenmek üzere yönlendirilmiştir [106].



Şekil 7.2. Yapay sinir hücre yapısı

Yapay sinir hücresinin görevi kısaca; x_n girdi örüntüsüne karşılık y çıktısı sinyalini oluşturmak ve bu sinyali diğer hücelere iletmektir. Her x_n ile y arasındaki korelasyonu temsil eden w_n ağırlıkları, her yeni girdi örüntüsü ve çıktı sinyaline göre tekrar ayarlanır. Bu ayarlama süreci öğrenme olarak adlandırılır. Öğrenmenin tamamlandığının belirtilebilmesi için; girdi örüntüleri, w_n ağırlıklarındaki değişim stabilize olana dek sistemi beslemektedir. Stabilizasyon (durağanlık) sağlandığı zaman hücre öğrenmesini tamamlamıştır [106].

Yapay sinir ağları; görevi yukarıdaki biçimde belirtilen yapay sinir hücrelerinin birleşiminden oluşan katmanlı yapının tümü olarak nitelendirilir. Böylece “m” adet yapay sinir hücresinin katmanlı yapısıyla yapay sinir ağı modeli kurulmuş olunmaktadır.

7.2. Yapay Sinir Ağlarının Uygulama Alanları

Son yıllarda YSA, özellikle günümüze kadar çözümü güç ve karmaşık olan ya da ekonomik olmayan çok farklı alanlardaki problemlerin çözümüne uygulanmış ve genellikle başarılı sonuçlar alınabilmektedir. YSA’lar çok farklı alanlara uygulanabildiğinden bütün uygulama alanlarını burada sıralamak zor olmakla birlikte genel bir sınıflandırma ile YSA’nın uygulama alanları aşağıdaki gibi altı grup içerisinde toplanabilir [107].

- Arıza Analizi ve Tespiti: Bir sistemin, cihazın ya da elemanın düzenli çalışma şeklini öğrenen bir YSA yardımıyla bu sistemlerde meydana gelebilecek arızaların tanımlanma olanağı vardır. Bu amaçla YSA; elektrik makinelerinin, uçakların yada bileşenlerinin, bütünleşmiş devrelerin v.s. arıza analizinde kullanılmıştır.
- Tıp Alanında: Tıbbi sinyallerin analizi, kanserli hücrelerin analizi, protez tasarımı, transplantasyon zamanlarının optimizasyonu ve hastanelerde giderlerin optimizasyonu gibi uygulama yeri bulmuştur.
- Savunma Sanayi: Silahların otomasyonu ve hedef izleme, nesneleri görüntüleri ayırma ve tanıma, yeni algılayıcı tasarımı ve gürültü önleme v.s gibi alanlara uygulanmıştır.
- Haberleşme: Görüntü ve veri sıkıştırma, otomatik bilgi sunma servisleri, konuşmaların gerçek zamanda çevirisi v.s gibi alanlarda uygulama örnekleri vardır.
- Üretim: Üretim sistemlerinin optimizasyonu, ürün analizi ve tasarımı, ürünlerin kalite analizi ve kontrolü, planlama ve yönetim analizi alanlarına uygulanmıştır.
- Otomasyon ve Kontrol: Uçaklarda otomatik pilot sistemi otomasyonu, ulaşım araçlarında otomatik yol bulma, gösterme, robot sistemlerin kontrolü, doğrusal olmayan sistem modelleme ve kontrolü, elektrikli sürücü sistemlerin kontrolü gibi yaygın uygulama alanları bulmuştur.

7.3 Yapay Sinir Ağlarında Öğrenme

Önceki bölümde yapay sinir ağı yapısının işlevi kısaca anlatılmıştır. Bu temel üzerine, yapay sinir hücresinin öğrenme sürecinin açıklanması gerekmektedir. Bir yapay sinir hücresinin nasıl öğrendiği ve öğrenme

sürecinin belirlenmesi gibi soruların cevapları bu bölümde verilmeye çalışılacaktır.

Öğrenmenin ilk adımı aktivasyon olarak nitelendirilebilir. Sinir hücresine giren sinyallerin toplamı o hücreyi aktif hale getirebilecek bir değere sahip midir ya da değil midir? Cevap olarak şu verilmektedir: eğer toplam sinyal hücreyi ateşleyebilecek, eşik değerini atlayabilecek kadar yüksek ise o hücre aktiftir ($y=1$), aksi durumda o hücre pasiftir ($y=0$). Bu sorunun cevabı yardımıyla yapay sinir hücresinin sınıflandırma yapabildiği sonucuna ulaşılabilecektir. Çok basit anlamda; girdi örüntülerine 1 ya da 0 cevabını vererek sınıflandırma yapabilen böyle bir hücre, hangi girdi örüntüsüne 1 hangi örüntüye 0 diyeceği hakkında karar vermiş sayılmaktadır. “Karar vermek” ve “sınıflandırmak”, öğrenme sürecinin temel yapı taşlarını oluşturmaktadır [108].

Bir yapay sinir hücresi neye göre girdi örüntüsüne 0 ya da 1 demektedir? Bu noktada sinir hücresinin ağırlıkları olarak adlandırılan ve Şekil 7.2.’de belirtilen w_n değerleri devreye girmektedir. Dışarıdan alınan her bir girdi örüntüsü (girdi sinyali) ile her defasında ayarlanan bu ağırlıklar öğrenmenin gerçekleştiğinin temsilcisidirler. Matematiksel bir ifadeyle w_n ağırlıkları, tüm girdi örüntülerini en iyi temsil etmeye çalışan ve tüm girdi örüntülerinin uzaklıklar toplamının minimum olduğu regresyon eğrisinin temsil edildiği geometrik şeklin en belirleyici noktalarını oluşturmaktadır. Bu sayede girilen örüntüye en doğru olan cevap verilebilmektedir [109].

Örneğin; $x_1=10$, $x_2=18$, $x_3=24$, $x_4=6$ olarak belirtilen 4 girdili bir hücrenin başlangıç ağırlıkları şöyle varsayalım; $w_1=w_2=w_3=w_4=0,4$. Bir başka girdi kombinasyonu da şöyle verilsin: $x_1=11$, $x_2=18$, $x_3=20$, $x_4=2$. Eğer hücre iki örüntüye de 1 cevabı vermiş ise ağırlıkları örneğin şu şekilde değişime uğratacaktır, x_1 yükseldiği için $w_1=0,45$; x_2 değişmediği için $w_2=0,4$; x_3 düştüğü için $w_3=0,35$; x_4 düştüğü için $w_4=0,35$. Böylece hücre her iki girdi ile karşılaştığında 1 cevabı verecek şekilde ağırlıkları (korelasyon matrisi

değerleri) ayarladı. Diğer bir ifadeyle iki girdi örüntüsünü öğrendi. Bu teorik olarak belirtilen açıklamanın formülize edilmiş hali aşağıdaki gibidir [109].

$$y_{in} = \sum_{i=1}^p x_i w_i \quad (7.1)$$

Burada x_i sinyali kendine ait olan katsayı ile çarpılarak toplam sinyale eklenmektedir. y_{in} şeklinde toplanan değer çekirdek tarafından akson kullanılarak sinapsise gönderilir. Sinapsis gelen toplam sinyal değerini eşikleyerek çıktı değerini vermektedir [109].

$$y = f(y_{in}) \quad (7.2)$$

Burada “f” olarak betimlenen fonksiyon matematiksel herhangi bir fonksiyona denk olabilir. Ancak yapay sinir ağı modellerinde temel alınan 3 tip fonksiyon vardır. Şekil 7.3.’de bu fonksiyonlar gösterilmiştir [110].

Hard Limiter fonksiyonu, bu fonksiyon girdi örüntülerinin değerlerine göre ayrık (discrete) sonuç elde etmek için kullanılır. Bir başka ifadeyle girdi ya +1 sonucu verir ya da -1. Başka bir ihtimal söz konusu değildir. Böylece kesin bir limit alınması sağlanmıştır.

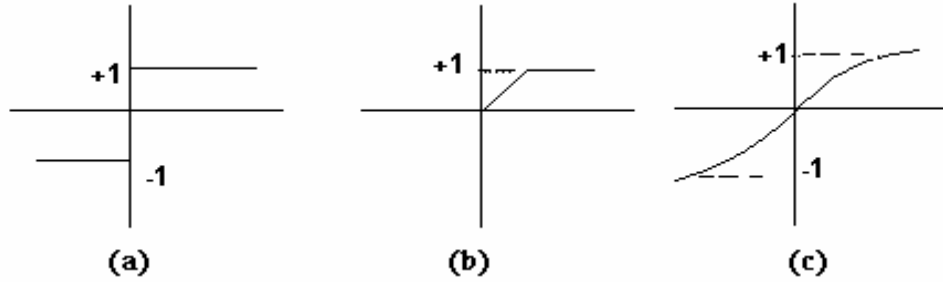
Threshold fonksiyonu, bu fonksiyonda Hard Limiter fonksiyonuna benzemekle beraber, girdi örüntüsünün toplam değerine belli bir eşik değerine kadar doğrusal (lineer) artan değerlerle cevap vermektedir. Üst limite ulaşıldığında ise (eşik değeri, threshold) artık cevap ayrık olarak yine kesinlik göstermektedir. Artan bir eğilim göstermez.

Sigmoid fonksiyonu, bu fonksiyonda girdi örüntüsüne devam eden, süreklilik gösteren (continuos) cevaplar verilmektedir. Cevaplar kesinlikle ayrık değildir. Bu sebeple sigmoid fonksiyonu yaygın bir kullanıma sahiptir. Çünkü hassas

değerlendirmelerin kullanılacağı problemler için uygulanması en uygun olan fonksiyonu temsil etmektedir. Sigmoid fonksiyonu yerine yine süreklilik arz eden tanjant fonksiyonlarida ya da benzeri fonksiyonlarda kullanılabilir. Önemli olan fonksiyonun türevinin alınabilecek bir fonksiyon olmasıdır.

$$w_{i,yeni}(t+1) = W_{i,eski}(t) + (\mu[d(t) - f(y_{in})]x_i(t)) \quad (7.3)$$

Burada eşikleme sonucu elde edilen cevap ile $f(y_{in})$ olması beklenen değer olan $d(t)$ arasındaki yanılma payı μ öğrenme katsayısı ile ve girdi sinyaliyle çarpılıp yeni ağırlığı belirlemek için eski ağırlık ile toplanır. Bu formül yardımıyla, yapay sinir hücresinin öğrenmek için işleme koyduğu güncelleme süreci açıklanmış olmaktadır.



Şekil 7.3. a) Hard limitler, b) Threshold, c) Sigmoid, fonksiyonları

Sinir hücrelerinin yapay modelleri için, öğrenmenin “w” üzerinde gerçekleşti teorisi yapay sinir ağları modelleri için kabul edilmiş bir teori olup bu çalışmada da teori aynen korunacaktır. Bu açıklamanın ışığı altında, öğrenme sürecinin kaç değişik yöntemle yapılabileceğinin vurgulanması gerekmektedir.

Öğrenme süreci, “öğretmenli öğrenme (supervised learning)” ve “kendi kendine öğrenme (unsupervised learning)” olarak iki ana prensip gözetimi altında gerçekleştirilmektedir [109].

Öğretmenli öğrenmede (Supervised learning), yapay sinir ağının dışarıdan etki ile eğitilmesi söz konusudur. Bu tip bir öğretimde, girilen $x_i(t)$ değerlerinin ne tür bir çıktı vermesi gerektiği önceden bilinmekte ($d(t)$) ve yapay sinir ağı ağırlıkları bu korelasyona göre güncellenmektedir. Bu öğretimde temel bilinen “ $d(t)$ ” ile yapay sinir ağının verdiği “ y ” sonucu arasındaki hatanın “ w_i ” ağırlıklarına öğretilmesidir. Kabaca bir örneklendirme yapılmak istenirse; insani tarif ederken şu özellikler dikkate alınsın: boy, kilo, saç rengi, ayakkabı numarası. Bu kriterlere göre bir öğrencinin futbol oynayabilir ya da oynayamaz şeklinde ayrımı yapılmak istensin. Bir öğretmenin verdiği bilgiler ışığında her öğrenciye “oynayabilir”, “oynayamaz” bilgisi atansın. Eğer yapay sinir ağıımız 100 kişilik böyle bir grubu öğrenseydi ve ardından 100 kişinin içinden herhangi biri yapay sinir ağına boyu, kilosu, saç rengi, ayakkabı numarası verilerek sorulsaydı, yapay sinir ağı o öğrencinin oynayıp oynayamayacağını cevabini verecekti. Çünkü yapay sinir ağı her bir özellik için (boy kilo vs...) ağırlık güncellemesini Eş. 7.3’ e göre yapacak ve öğretmenin gösterdiği her öğrenci ve ona iliştilen kararı arasındaki korelasyonu “ w ” ağırlıkları üzerinde güncelleyerek öğretecektir. Ağ burada öğrenmesini bir öğretmenle yapmıştır.

Kendi kendine öğrenme (Self, Unsupervised Learning) ise yapay sinir ağının dışarıdan herhangi bir etki olmaksızın aldığı bilgileri kendi içerisinde kıyaslama yaparak sınıflandırması ile oluşan öğrenme sürecini belirtmektedir. Bunu yapabilmek için yapay sinir ağı ilk aldığı örneği (ya da örnekleri, kaç sınıfa ayırmak istiyorsa o kadar örnek alınabilir) bir sınıf olarak ilan eder. Ve geriden gelecek tüm girdi örüntülerini o sınıfa benzetmeye çalışır. Bu şekilde, tüm girdi örüntülerini kendi aralarında benzeyip benzememelerine göre ayırt edecektir. Elbette burada sınıflandırma yaparken hatalı bazı cevaplar üretmek kaçınılmazdır. Ancak girdi örüntüleri sisteme çok defalar öğrenim için beslenecek olunursa, elde edilen sonuç %4 gibi bir yanılma oranına kadar düşecektir. Yine kabaca örneklendirmek gerekirse, 100 kişilik bir sınıfın boy, kilo, saç rengi ve ayakkabı numarası yine girdi örüntülerinin değerlerini oluştursun. Yapay sinir ağı ilk gelen kişiyi bir sınıf olarak ilan edecek ve

ardından sisteme beslenen tüm girdileri bu buna benziyor ya da benzemiyor diye ayırt edecektir. Bu ayrımı yapabilmesi için 100 kişilik grubun değerleri 1000 kere sisteme tekrar tekrar beslendiği takdirde, yapay sinir ağı en sonunda öğrenmesini tamamlayacak ve 2 sınıf öğrenmiş olacaktır. 1.girdiye benzeyenler ve benzemeyenler. Adini koyamadığı bu sınıflar yardımıyla “hanımlar” ve “beyler” gibi olarak rahatlıkla sınıf ayrılmış daha doğrusu bu iki sınıf başarıyla öğrenilmiş olunacaktır. Böyle bir ağ modeline yabancı bir kişi değerleri verilirse, sinir ağı bu kişiye doğru cinsiyetini söyleyecektir.

Yapay sinir ağları temelde bu iki öğrenme metodundan ya birini ya da hibrid denilen karma modeli kullanır. Ancak öğrenmede “w” ile gösterilen ağırlıkların güncellenmesinin bu metotlara göre yapılması, öğrenme ile ilgili başka etkin rol oynayan etmenlerin var olmadığı anlamına gelmemektedir. Güncellemede kullanılan Eş. 7.3’ de yer alan “ μ ” ile sembolize edilmiş bir öğrenme katsayısı da öğrenmenin sürecini etkileyen bir faktördür.

“ μ ” katsayısı öğrenmenin süresinin ve doğruluğunun ilişkisini düzenleyen önemli bir değişkendir. Uzayda bir merkez düşünülürse ve bir başlangıç noktasından interpolasyon yöntemiyle merkeze yaklaşılmak istense, merkeze doğru atılacak her adımın büyüklük değeri önem taşır. Örneğin çıkış noktasından merkeze doğru 5 cm atlayarak gidilmeye çalışılsa merkez belki de 3 adım sonrasında ulaşılmanın ötesinde üstünden atlanıp geçilmiş bile olacaktır. Eğer adım uzaklığı 1cm şeklinde belirlenecek olunursa, merkeze 14 adım sonra tam olarak ulaşılmış olunacaktır. Örnekten görüldüğü gibi, “ μ ” değişkeninin değeri büyük alınırsa öğrenme kaba ve kısa süreli, küçük alınırsa hassas ve uzun süreli olacaktır. Bu noktada “ μ ” değeri mümkün olduğunca optimum tutulmalıdır, ne büyük ne de çok küçük alınmalıdır. Çünkü büyük alınan değer yüzünden istenilen sonuca ulaşamayacak, çok küçük alındığı takdirde ise istenen hedefe çok düşük bir performans ile ulaşacaktır. Bunun için yapay sinir ağlarının öğrenme algoritmalarında genelde belli bir iterasyon (döngü sayısı) geçtikten sonra, “ μ ” değeri azaltılır. Böylelikle, başlangıçta algoritma büyük adımlar atarak hedefe doğru yönelir,

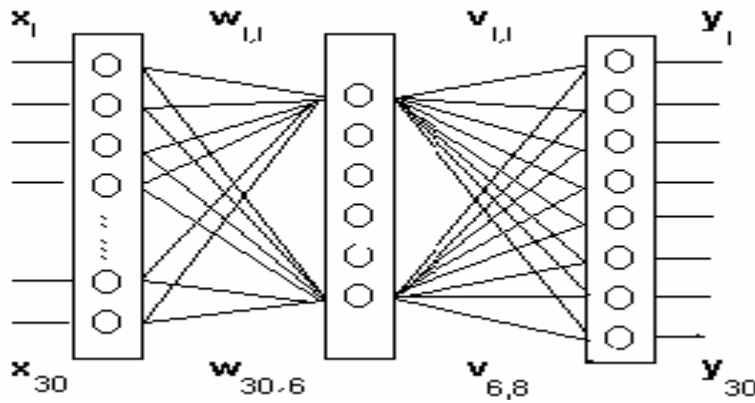
belli bir süre sonra adımlarını küçültmeye başlar. Bu sayede algoritma hızlı bir biçimde sonuca, hassas bir yaklaşımla ulaşır. Bunun gerçekleştirilmesi için “ μ ” değeri belli bir sabır katsayı ile çarpılmaktadır [109].

Öğrenmenin başka bir kritik ögesi verilerin büyüklüğü ve iterasyon sayısıdır. Yapay sinir ağının çözüme ulaşabilmesi için problemin karakteristiğini yakalayabilecek kadar girdi örüntüsüne (veri) sahip olması gerekir. Örneğin Türkiye’nin yağmur yağışını tahminleştirebilmek için 30 günlük verilerin kullanılması, o problemin çözüme ulaşabilmesini engelleyen bir etken faktör olacaktır. Bu yüzden problemin çözümünden önce kullanılacak veriler üzerinde istatistiksel bir yorumlamanın yapılmış olması, yapay sinir ağlarının o verileri kullanarak başarıya ulaşması için yararlı olacaktır. Kullanılacak veri popülasyonunun büyüklüğü her probleme göre değişik olabilir, bu nedenle yapay sinir ağlarının başarıya ulaşması için gereken iterasyon (döngü) sayısı her bir probleme göre değişebilir. Bunun yanı sıra yapay sinir ağının problemi daha iyi öğrenebilmesi, cevap üretirken daha hassas derecelerde doğru cevap üretebilmesi için problemin kendi içinde de iterasyon sayısı değiştirilebilir. Örneğin, Türkiye’nin yağışının modellenmesi için 10 senelik veri, yapay sinir ağına bir kere beslenirse vereceği cevap çok kaba ve yuvarlamalı olacak iken, 1000 kere aynı veriyi beslemek ile daha hassas derecelere kadar öğrenmesi sağlanmış olacaktır. Bu noktada iterasyon sayısı problemden probleme ve problemin kendi içindeki hassasiyete göre değişebilecektir. Çok fazla döngü performansı azaltıp sonuca ulaşmayı uzun bir zamana yayarken, az sayıda döngü de sonuca ulaşmayı engelleyecek kadar kaba sonuçlar üretme ye neden olacaktır. Bu yüzden yapay sinir ağları, her bir problem için uygulanırken iterasyon sayısı deneme yanılma yöntemiyle tespit edilmeye çalışılır [109].

Öğrenmenin üzerinde etkin rol oynayan bir başka faktör, o yapay sinir ağı üzerinde kullanılan katman sayısıdır. Burada kısaca şu söylenebilir. Modelden modele katman sayısı değişiklik gösterse de, şu an yaygın olan görüşe göre; 3 katmandan oluşan bir yapay sinir ağı modelinin en karmaşık

problemlere dahi yeterli olduğudur. Ancak bu bir kısıtlama değildir, 2 katmanlı ya da 4 katmanlı yapay sinir ağı modelleriyle problemler çözülemez anlamı içermemektedir. Bu 3 katman sırasıyla; girdi, saklı, çıktı katmanı olarak adlandırılırlar. 5 katmanlı bir yapıda 1.katman girdi, 5.katman çıktı ve arada kalan katmanlar saklı katmanlar olarak adlandırılırlar [109].

Öğrenmede etkili olan bir diğer faktör, her katman üzerinde kullanılan sinir hücresinin sayısıdır. Örneğin Şekil 7.4.'de girdi katmanında 30, saklı katmanda 6 ve çıktı katmanında 8 tane sinir hücresi yer almaktadır. Ve buradaki sayılar probleme giriş için kullanılan tamamen kullanıcının kurgusuyla belirlenmiş sayıları ifade etmektedir. Bu yüzden her katmanda olması gereken hücre sayısı gibi sabit bir belirleme söz konusu olmayıp aynı iterasyon sayısı gibi bu da deneme yanılma yöntemiyle tespit edilmektedir. Ancak yine en iyileme açısından şu vurgulanabilir; çok sayıda yapay sinir hücresi yapının karmaşık fonksiyonlarla çalışıp düşük performans sergilemesine, az sayıda hücre ise problemin öğrenilmemesine neden olacaktır [109].



Şekil 7.4. Girdi katmanı 30 hücreli, saklı katmanı 6 hücreli, çıktı katmanı 8 hücreli bir sinir ağı.

Tüm buraya kadar öğrenmede etkin olan unsurların yapay sinir ağları için taşıdığı önemin aktarılması yer almıştır. Bunlara ek olarak, öğrenmeyle doğrudan ilişkili olan kapasiteden söz etmek gerekmektedir. Öğrenmede

bahsedilen yukarıdaki tüm etmenler kullanılarak yapay sinir ağının ne kadar öğrendiği tespit edilir. Bunun ölçütü olarak öğretilen popülasyondan tek tek girdi örüntüleri alınarak yapay sinir ağına sorulur. Eğer yapay sinir ağı bunları doğru olarak cevaplandırabiliyorsa, bu doğru cevapların oranı tutulur. İşletim sistemi teorisindeki vuruş yüzdesi mantığının aynısı yapay sinir ağları üzerinde kapasiteyi belirtmektedir. Örneğin Hopfield modelinde, 100 bitlik girdi örüntüleri kullanılıyorsa, Hopfield kapasitesi 15 adet girdi örüntüsünü tutar denmektedir. Bir başka deyişle, Hopfield modelinde 16. Girdi örüntüsünün yapay sinir ağına öğretilmesi mümkün değildir. Buna kıyasla, Backpropagation modelinde ise %99 ulaşan öğrenme kapasitesine ulaşılmaktadır [109].

7.4 Yapay Sinir Ağlarında Sorgulama

Yapay sinir ağı modellerinin temel iki işlevi vardır. Öğrenmek ve öğrendiğinin sorgulaması yapıldığında buna yanıt vermek. Ancak dikkat edilmesi gereken nokta, yapay sinir ağı modellerine daha önce hiç öğrenmediği bir örüntünün sorulmasıyla, yapay sinir ağının bu örüntüyü daha önce öğrendiği örüntülerden birine benzeterek cevap vermeye çalışmasıdır. Bu çalışma prensibi sayesinde, yapay sinir ağı modelleri hata-toleranslı mekanizmalar olarak bilinirler.

Hata-toleranslı yapısına örnek vermek gerekirse, yüz tanıma ile uğraşan yapay sinir ağı modelleri vardır. Bu sistem yüz tiplerini öğrenmeye yönelik çalışmaktadır ve çok iterasyon yaparak bir kişinin yüzündeki bazı karakteristikleri öğrenmek suretiyle, insan yüzünü tanımaya çalışmaktadır. Eğer bu sistem bir kişinin yüzünü öğrendiyse, yüzün bir parçasının kapatılarak sorgulanması, sistemin yine doğru cevap vermesini etkilemeyebilir. Girdi örüntüsünün belli bir miktarı yok olsa dahi, yapay sinir ağının o girdi örüntüsüne doğru cevap veriyor olması, yapay sinir ağlarının hataya olan toleranslı yaklaşımını göstermektedir.

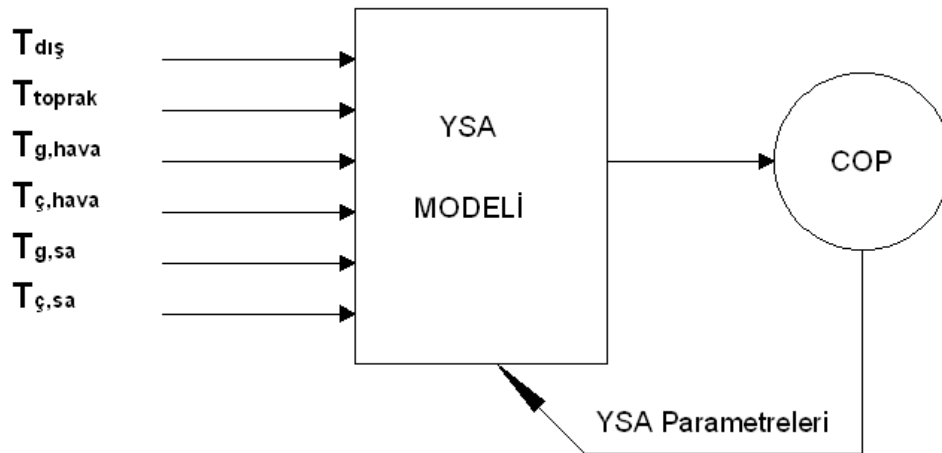
Sorgulama esnasında kullanılan çok basit teknikler vardır. Bu tekniklerden bazıları; Hamming Distance (HD), Euclidean Distance (ED), Partitioned Generalized Euclidean Distance (PGED) olarak isimlendirilen uzaklık ölçüm teknikleridir. Girilen örüntünün öğrenilmiş olan örüntülerle matematiksel olarak uzaklıklarını bulmak için kullanılan bu teknikler sayesinde, girdi örüntüsüne en yakın olan öğrenilmiş örüntü cevap olarak yapay sinir ağı tarafından dışarı verilmektedir [109].

Sorgulamada başka bir metodolojide Eş. 7.1 ve Eş. 7.2 uygulanıp sonuçta kimlerin “y” çıktısında aktif, kimlerin ise pasif olduklarına göre girdi öğrenilmiş ikilisi arasında yakınlık kararı verilmesidir. Burada yapay sinir ağının kendi aktiflik fonksiyonu dışında HD, ED, PGED gibi harici bir fonksiyon kullanılmadığı için, bu tip sorgulama yapan yapay sinir ağları modelleri sorgulama sonucuna daha hızlı ulaşmaktadırlar [109].

Yapay sinir ağlarının hepsi ayrı ayrı sorgulama tekniği kullanıyor olabilirler. Bazıları ise bahsi geçen sorgulama tekniklerinin hibrid (ikili) şeklinde birlikte kullanımını da uyguluyor olabilirler. Bu noktada sorgulama tekniğinin belirlenmesi durumu modeli geliştiren kişinin tercihinine ve problemin karakteristiğine bırakılmıştır. Ancak basit bir genelleme ile su vurgulanabilir; HD, ED, PGED gibi matematiksel uzaklık hesaplama fonksiyonları görüntü işleme problemlerinde, örüntü tanıma problemlerinde sık kullanılmaktadır. Optimizasyon problemlerinde ise Eş. 7.1 ve Eş. 7.2’ nin bir arada kullanılarak hücre aktivasyonuna göre sorgulamanın sağlandığı görülmektedir [109].

7.5. Yapay Sinir Ağları ile TKIP Sisteminin Performans Tahmini

Yapılan çalışmada, PYTHIE programı kullanılmış olup, hem soğutma mevsimi hem de ısıtma mevsimi için deneylerden alınan veriler kullanılmıştır. YSA yapısı olarak 6 adet giriş, 1 adet çıkış’lı çok katmanlı bir sinir ağı algılayıcısı modeli kullanılmıştır. Şekil 7.5.’de bu yapılar verilmiştir.



Şekil 7.5. Yapay sinir ağında kullanılan blok diyagramların görünümü

YSA modellemesinde geri yayılım öğrenme algoritması Levenberg–Marquardt (LM) kullanılmıştır. Ara katman sayısı değiştirilerek deneme yanılma yoluyla en iyi çözümler elde edilmeye çalışılmıştır.

7.5.1. Soğutma mevsimi için YSA ile performans tahmini

Soğutma mevsimi için 6 adet giriş (su antifriz karışımı sıcaklıkları $T_{g,sa}$ ve $T_{ç,sa}$, buharlaştırıcıya giren ve buharlaştırıcıdan çıkan hava sıcaklıkları $T_{g,hava}$ ve $T_{ç,hava}$, dış hava sıcaklığı $T_{dış}$, toprak sıcaklığı T_{toprak}) ve 1 adet çıkış (sistem performansı, COP_{sis}) verisi kullanılmıştır. Toplam 110 adet veri kullanılmıştır. Bu verilerden 100 adet eğitim için 10 adet ise test için kullanılmıştır. Girdi verileri ve çıktı verileri (0, 1) aralığında normalize edilmiştir.

Model değerlendirme kısmında değişik istatistikî metotlar kullanılmıştır. Bunlar, ortalama karekök (root-mean squared, RMSE), çoklu saptama katsayısı (coefficient of multiple determinations, R^2) ve mutlak hata yüzdesi (mean absolute percentage error, MAPE) 'dır. Bu istatistikî metotlar kullanılarak model değerlendirmede, gerçek değerlerle tahmin edilen değerler kıyaslanabilir. YSA modelleri için R^2 'nin 1'e yaklaştığı ve daha küçük

RMSE ve MAPE değerleri en iyi modeli verir. R^2 , RMSE ve MAPE parametrelerini hesaplamak için aşağıdaki eşitlikler kullanılır [111].

$$R^2 = 1 - \left[\frac{\sum (COP_{exp,i} - COP_{ANN,i})^2}{\sum (COP_{ANN,i})^2} \right] \quad (7.6)$$

$$RMSE = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (COP_{ANN,i} - COP_{exp,i})^2 \right]^{1/2} \quad (7.7)$$

$$MAPE = \frac{COP_{ANN} - COP_{exp}}{COP_{ANN}} 100 \quad (7.8)$$

Burada COP_{exp} deneysel olarak hesaplanmış değeri, COP_{ANN} program tarafından bulunmuş tahmini değeri ifade eder.

Giriş çıkış verilerinin (0-1) aralığında normalize etmek için aşağıdaki eşitlik kullanılır.

$$V_N = \frac{V_R - V_{min}}{V_{max} - V_{min}} \quad (7.9)$$

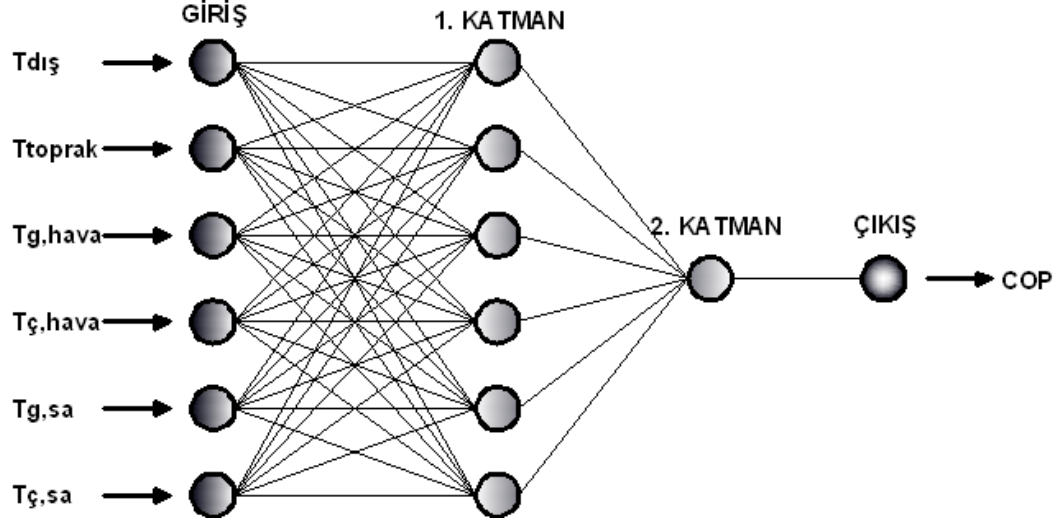
Burada, V_N gerçek değer V_{min} ve V_{max} ise minimum ve maksimum değerleri ifade eder.

YSA yapısı 2 gizli katman 7 nörondan oluşur. Şekil 7.6.'da bu yapı gösterilmiştir.

YSA modellenmesinde FERMI transfer fonksiyonu kullanılmıştır. FERMI transfer fonksiyonun eşitliği aşağıda verilmiştir.

$$F(z) = \frac{1}{1 + e^{-4(z-0.5)}} \quad (7.10)$$

Burada, z girdi ağırlıklı toplamıdır.



Şekil 7.6. İki gizli katman ve yedi nöronlu YSA'nın yapısı

YSA, PYTHIA bilgisayar yazılımı ile modellenmiştir. Öğrenme işleminde, çıktıların doğru bir şekilde belirlenebilmesi için iki gizli katmanlı yedi nöron kullanıldı. Ağ öğrenme işlemi başarılı bir şekilde tamamlandığında, elde edilen ağ, öğrenme işlemine dahil edilmeyen test datalarıyla karşılaştırıldı.

İki gizli katmanlı 7 nöronlu LM algoritması olan COP' ye ait çıktıları elde etmek için oluşturulan eşitlik aşağıda verilmiştir.

$$F_{COP} = \frac{1}{1 + e^{-4(-0,824504 F_1 - 0,287995 F_2 - 1,505131 F_3 + 0,534013 F_4 + 0,615929 F_5 + 1,581032 F_6 - 0,5)}} \quad (7.11)$$

Eşitlikte, F_1, F_2, F_3, F_4, F_5 ve F_6 değişkenleri aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$F_i = \frac{1}{1 + e^{-4(Z_i - 0,5)}} \quad (7.12)$$

Eşitlikte, Z_i değişkenleri aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$Z_i = C_{1i}T_{dış} + C_{2i}T_{toprak} + C_{3i}T_{g,hava} + C_{4i}T_{ç,hava} + C_{5i}T_{g,sa} + C_{6i}T_{ç,sa} \quad (7.13)$$

Eş 7.13 da kullanılan C_{1i} , C_{2i} , C_{3i} , C_{4i} , C_{5i} , C_{6i} , değerleri Çizelge 7.1.'den alınmıştır.

Çizelge 7.1. Eş 7.13' de kullanılan sabitler

i	Sabitler					
	C_{1i}	C_{2i}	C_{3i}	C_{4i}	C_{5i}	C_{6i}
1	0,677793	0,199806	-0,034929	-0,043135	-1,404487	0,205732
2	0,237933	-0,24109	0,540383	0,070657	-0,825145	0,33908
3	0,034026	0,098215	-0,05217	0,305469	-2,070852	1,808883
4	-0,446197	0,108224	-0,50948	-0,169962	1,476777	-0,790879
5	0,429298	0,039113	0,477519	0,461997	0,435316	-0,076651
6	0,188993	-0,084297	-0,279489	-0,357677	1,691754	-2,268887

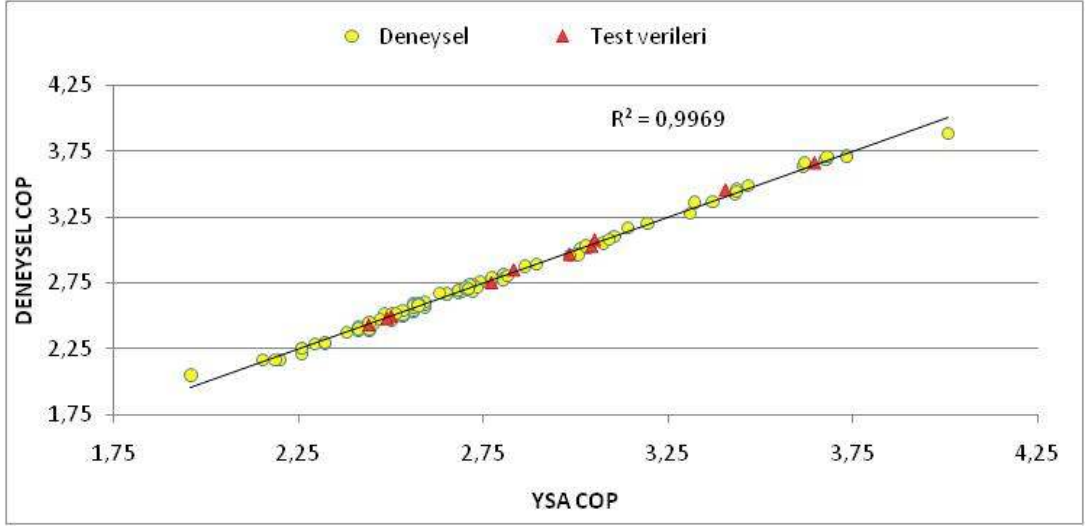
Giriş ve çıkış verileri (0, 1) aralığında Eş. 7.9 kullanılarak normalize edilmiştir. Normalizasyon için kullanılan V_{min} ve V_{max} değerleri Çizelge 7.2.'de verilmiştir.

Çizelge 7.2. Normalizasyon için kullanılan V_{min} ve V_{max} değerleri

Parametreler	V_{min}	V_{max}
$T_{dış}$	25,9	45,6
T_{toprak}	14	22
$T_{g,hava}$	17	21
$T_{ç,hava}$	7,4	11,5
$T_{g,sa}$	19,6	29,6
$T_{ç,sa}$	16,3	26,2
COP_{sis}	1,9589	4,0083

Soğutma mevsimi için YSA ile sistemin performansı için oluşturulan model Eş 7.11'da verilmiştir. YSA modelinin oluşturulmasında 100 adet veri öğrenme

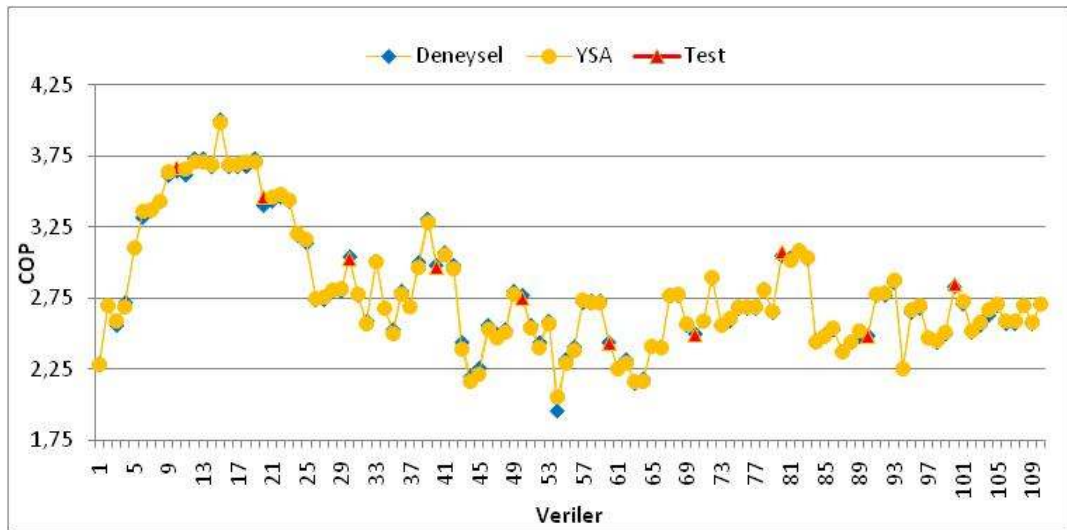
için 10 adet veri test için kullanılmıştır. Eş 7.11’da test için ayrılan veriler kullanılarak sistemin performansı için tahmini değerler bulunmuştur. Bu değerler ile deney sonuçları ve programın hesapladığı tahmini sonuçlar, YSA modelinin performansını belirlemede kullanılmıştır. COP tahmini için oluşturulan YSA modelinin performansı Şekil 7.7.’de gösterilmiştir.



Şekil 7.7. YSA modelinin performansı

Soğutma dataları için YSA modelinde ortalama karekök (RMSE), çoklu saptama katsayısı (R^2) ve mutlak hata yüzdesi (MAPE) istatistik değerleri sırasıyla 0,0003, 0,9969, 0,0110 olarak bulunmuştur.

YSA’ nın tahmini COP değerleri ile deneyden alınan gerçek COP değerlerinin değişimi ve test verilerinin karşılaştırılması Şekil 7.8’ de verilmiştir.



Şekil 7.8. YSA' nın tahmini COP değerleri ile deneyden alınan gerçek COP değerlerinin değişimi

7.5.2. Isıtma mevsimi için YSA ile performans tahmini

Isıtma mevsimi için 6 adet giriş (su antifriz karışımı sıcaklıkları $T_{g,sa}$ ve $T_{ç,sa}$, buharlaştırıcıya giren ve buharlaştırıcıdan çıkan hava sıcaklıkları $T_{g,hava}$ ve $T_{ç,hava}$, dış hava sıcaklığı $T_{dış}$, toprak sıcaklığı T_{toprak}) ve 1 adet çıkış (sistem performansı, COP_{sis}) verisi kullanılmıştır. Toplam 110 adet veri kullanılmıştır. Bu verilerden 100 adet eğitim için 10 adet ise test için kullanılmıştır. Girdi verileri ve çıktı verileri (0, 1) aralığında normalize edilmiştir.

Model değerlendirme kısmında değişik istatistikî metotlar kullanılmıştır. Bunlar, ortalama karekök (root-mean squared, RMSE), çoklu saptama katsayısı (coefficient of multiple determinations, R^2) ve mutlak hata yüzdesi (mean absolute percentage error, MAPE) 'dır. Bu istatistikî metotlar kullanılarak model değerlendirmede, gerçek değerlerle tahmin edilen değerler kıyaslanabilir. YSA modelleri için R^2 'nin 1'e yaklaştığı daha küçük RMSE ve MAPE değerleri en iyi modeli verir. R^2 , RMSE ve MAPE parametrelerini hesaplamak için aşağıdaki eşitlikler kullanılır [111].

$$R^2 = 1 - \left[\frac{\sum (COP_{exp,i} - COP_{ANN,i})^2}{\sum (COP_{ANN,i})^2} \right] \quad (7.14)$$

$$RMSE = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (COP_{ANN,i} - COP_{exp,i})^2 \right]^{1/2} \quad (7.15)$$

$$MAPE = \frac{COP_{ANN} - COP_{exp}}{COP_{ANN}} 100 \quad (7.16)$$

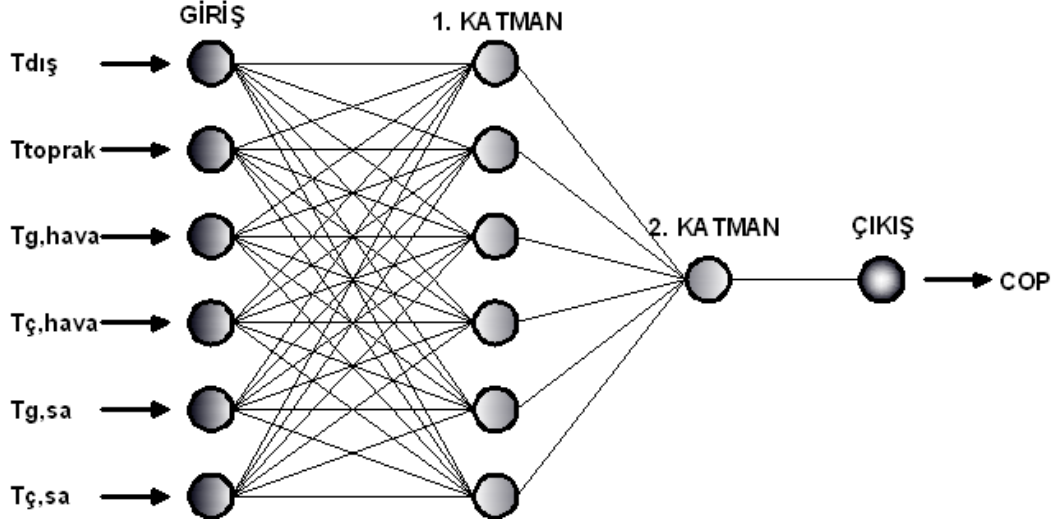
Burada COP_{exp} deneysel olarak hesaplanmış değeri, COP_{ANN} program tarafından bulunmuş tahmini değeri ifade eder.

Giriş çıkış verilerinin (0-1) aralığında normalize etmek için aşağıdaki eşitlik kullanılır.

$$V_N = \frac{V_R - V_{min}}{V_{max} - V_{min}} \quad (7.17)$$

Burada, V_N gerçek değer V_{min} ve V_{max} ise minimum ve maksimum değerleri ifade eder.

YSA yapısı 2 gizli katman 7 nöron dan oluşur. Şekil 7.9.'de bu yapı gösterilmiştir.



Şekil 7.9. İki gizli katman ve yedi nöronlu YSA'nın yapısı

YSA modellenmesinde FERMI transfer fonksiyonu kullanılmıştır. FERMI transfer fonksiyonun eşitliği aşağıda verilmiştir.

$$F(z) = \frac{1}{1 + e^{-4(z-0.5)}} \quad (7.18)$$

Burada, z girdi ağırlıklı toplamıdır.

YSA, PYTHIA bilgisayar yazılımı ile modellenmiştir. Öğrenme işleminde, çıktıların doğru bir şekilde belirlenebilmesi için iki gizli katman yedi nöron kullanıldı. Ağ öğrenme işlemi başarılı bir şekilde tamamlandığında, elde edilen ağ, öğrenme işlemine dâhil edilmeyen test datalarıyla karşılaştırıldı.

İki gizli katmanlı yedi nöronlu LM algoritması olan COP' ye ait çıktıları elde etmek için oluşturulan eşitlik aşağıda verilmiştir.

$$F_{COP} = \frac{1}{1 + e^{-4(-0,824504 F_1 - 0,287995 F_2 - 1,05131 F_3 + 0,534013 F_4 + 0,615929 F_5 + 1,581032 F_6 - 0.5)}} \quad (7.19)$$

Eşitlikte, F_1 , F_2 , F_3 , F_4 , F_5 ve F_6 değişkenleri aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$F_i = \frac{1}{1 + e^{-4(Z_i - 0.5)}} \quad (7.20)$$

Eşitlikte, Z_i değişkenleri aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$Z_i = C_{1i}T_{dış} + C_{2i}T_{toprak} + C_{3i}T_{g,hava} + C_{4i}T_{ç,hava} + C_{5i}T_{g,sa} + C_{6i}T_{ç,sa} \quad (7.21)$$

Eş 7.21' de kullanılan C_{1i} , C_{2i} , C_{3i} , C_{4i} , C_{5i} , C_{6i} değerleri Çizelge 7.3.'den alınmıştır.

Çizelge 7.3. Eş 7.21' de kullanılan sabitler

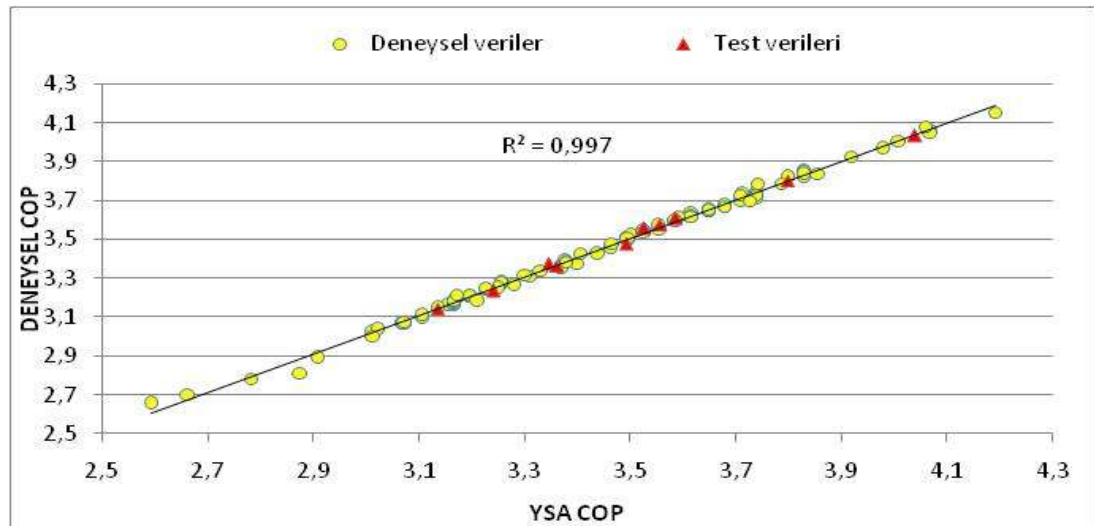
i	Sabitler					
	C_{1i}	C_{2i}	C_{3i}	C_{4i}	C_{5i}	C_{6i}
1	0,677793	0,199806	-0,034929	-0,043135	-1,404487	0,205732
2	0,237933	-0,24109	0,540383	0,070657	-0,825145	0,33908
3	0,034026	0,098215	-0,05217	0,305469	-2,070852	1,808883
4	-0,446197	0,108224	-0,50948	-0,169962	1,476777	-0,790879
5	0,429298	0,039113	0,477519	0,461997	0,435316	-0,076651
6	0,188993	-0,084297	-0,279489	-0,357677	1,691754	-2,268887

Giriş ve çıkış verileri (0, 1) aralığında Eş. 7.9 kullanılarak normalize edilmiştir. Normalizasyon için kullanılan V_{min} ve V_{max} değerleri Çizelge 7.4.'de verilmiştir.

Çizelge 7.4. Normalizasyon için kullanılan V_{min} ve V_{max} değerleri

Parametreler	V _{min}	V _{max}
T _{dış}	0,9	3,9
T _{toprak}	10	12
T _{g,hava}	16	23
T _{ç,hava}	24,6	34,4
T _{g,sa}	6,4	8,9
T _{ç,sa}	9	11,3
COP _{sis}	2,5918	4,1891

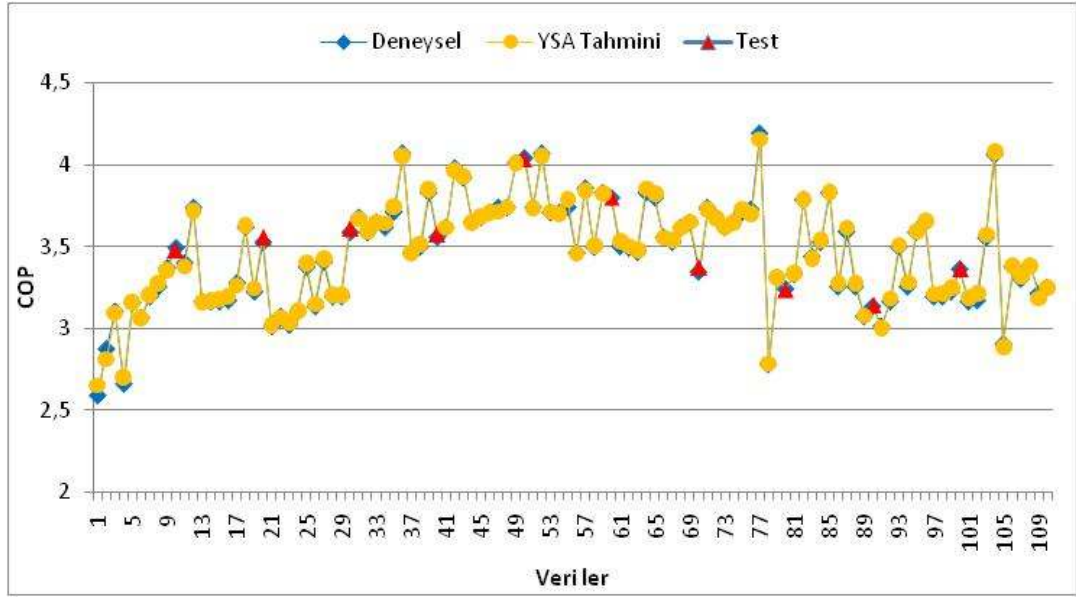
Isıtma mevsimi için YSA ile sistemin performansı için oluşturulan model Eş. 7.21' de verilmiştir. YSA modelinin oluşturulmasında 100 adet veri öğrenme için 10 adet veri test için kullanılmıştır. Eş. 7.21' de test için ayrılan veriler kullanılarak sistemin performansı için tahmini değerler bulunmuştur. Bu değerler ile deney sonuçları ve programın hesapladığı tahmini sonuçlar, YSA modelinin performansını belirlemede kullanılmıştır. COP tahmini için oluşturulan YSA modelinin performansı Şekil 7.10.'de gösterilmiştir.



Şekil 7.10.YSA modelinin performansı

Isıtma dataları için YSA modelinde ortalama karekök (RMSE), çoklu saptama katsayısı (R^2) ve mutlak hata yüzdesi (MAPE) istatistik değerleri sırasıyla 0,00017, 0,9971, 0,00515 olarak bulunmuştur.

YSA' nın tahmini COP değerleri ile deneyden alınan gerçek COP değerlerinin değişimi ve test verilerinin karşılaştırılması Şekil 7.11.'de verilmiştir.



Şekil 7.11. YSA' nın tahmini COP değerleri ile deneyden alınan gerçek COP değerlerinin değişimi

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesinde Tesisat Anabilim Dalında kullanılmayan 20,7 m³ hacminde bir odanın ısıtılması ve soğutulması için Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırmalar Biriminin desteğiyle bir TKIP sistemi kurulmuştur. Isıtma ve soğutma mevsimi için düşey tipli U-borusu ısı değiştiricisinin boru boyu hesaplamıştır. Bu amaçla 40 m derinliğinde bir sondaj kuyusu açılmıştır.

Bu çalışmada elde edilen önemli sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

TKIP deneylerinde, toprak sıcaklıkları, iç ve dış ortam sıcaklıkları, plakalı ısı değiştiricisine giren ve çıkan su-antifriz sıcaklıkları, plakalı ısı değiştiricisine giren ve çıkan R407C soğutucu akışkan sıcaklıkları, yoğuşturucuya giren ve çıkan R407C soğutucu akışkan sıcaklıkları, kompresör giriş çıkış sıcaklıkları ve basınç değerleri, sistemin harcadığı güç periyodik olarak ölçülmüştür.

Deneyler soğutma ve ısıtma mevsimi için ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Soğutma mevsimi boyunca 40 m derinliğindeki toprak sıcaklığı ortalama 18,5 °C, ısıtma mevsiminde ise ortalama 11°C olarak ölçülmüştür.

Deneyler süresince elde edilen verilere göre soğutma mevsimi için ısı pompası ve sistemin performans değerleri sırasıyla 3,12, 2,8 ve soğutma periyodunun pik günlerinde elde edilen EER değeri 9,6 BtuW⁻¹h⁻¹ olarak bulunmuştur. Bulunan EER değeri uluslararası performans standartlarına uygundur.

Deneyler süresince elde edilen verilere göre ısıtma mevsimi için ısı pompası ve sistemin performans değerleri sırasıyla 3,85, 3,44 olarak bulunmuştur.

R407c soğutucu akışkanının ısı pompalarındaki ısıtma ve soğutma mevsimleri için bulunan COP değerlerini, yaklaşık olarak aynı kapasitedeki

ve farklı soğutucu akışkan kullanılarak yapılan diğer çalışmalarda elde edilen COP değerleri ile karşılaştırdığımızda R407c gazının ısı pompalarında yüksek COP değerine sahip olduğu tespit edilmiştir.

Soğutma mevsiminde yoğusturucuya giren su-antifriz karışımının sıcaklığı arttıkça sistem performansının azaldığı, ısıtma mevsiminde buharlaştırıcıya giren su-antifriz karışımının sıcaklığı arttıkça sistem performansının arttığı gözlemlenmiştir.

Soğutma mevsiminde yapılan deneylerde toprağa atılan en yüksek ısı miktarı 3,35 kW iken ortalama olarak bu değer 2,87 kW olarak hesaplanmıştır. Isıtma mevsiminde ise yapılan deneylerde topraktan çekilen en yüksek ısı miktarı 2,34 kW iken ortalama olarak bu değer 2,12 kW olarak hesaplanmıştır.

Kurulan TKIP sisteminde değişken debili 3 kademeli bir dolaşım pompası kullanılmıştır. Toprak ısı değiştiricisi içinde dolaşan su-antifriz karışımının debisini arttırarak yapılan deneylerde sistemin performans katsayısının düştüğü gözlemlenmiştir.

Soğutma mevsimi için yapılan ekserji analizi hesaplamalarından bulunan sonuçlar şöyle özetlenebilir: Isı pompası ünite bazında ekserji verimi sırasıyla %78,6, iken sistem bazında ise ekserji verimleri sırasıyla %70,8'dir. Ekserji kaybı değerleri kompresör, yoğusturucu, genişleme valfi, buharlaştırıcı, buharlaştırıcı fanı ve TID' da sırasıyla 0,207, 0,206, 0,02, 0,375, 0,012, 0,226 olarak bulunmuştur.

Isıtma mevsimi için yapılan ekserji analizi hesaplamalarından bulunan sonuçlar şöyle özetlenebilir: Isı pompası ünite bazında ekserji verimi sırasıyla %84, iken sistem bazında ise ekserji verimleri sırasıyla %76'dir. Ekserji kaybı değerleri kompresör, yoğusturucu, genişleme valfi, buharlaştırıcı, buharlaştırıcı fanı ve TID' da sırasıyla 0,150, 0,089, 0,045, 0,471, 0,072, 0,520 olarak bulunmuştur.

YSA modeli ile soğutma ve ısıtma mevsimleri için TKIP sisteminin performans tahmini yapılmıştır. YSA modellemesinde geri yayılım öğrenme algoritması Levenberg–Marquardt (LM) kullanılmıştır. Ara katman sayısı değiştirilerek deneme yanılma yoluyla en iyi çözümler elde edilmeye çalışılmıştır. Soğutma mevsimi dataları için R^2 , RMSE ve MAPE değerleri 0,997, 0,000242, 0,008643 olarak, ısıtma mevsimi dataları için R^2 , RMSE ve MAPE değerleri ise 0,997, 0,000178, 0,005153 olarak bulunmuştur. Sonuçlardan görüldüğü gibi oluşturulan modelde %99,7 oranında doğruluk vardır.

TID U-borusunun sondaj deliğine yerleştirilirken gidiş ve dönüş hattında ısı alış verişini engellemek için belli aralıklarda ayraçlar kullanılmalıdır. TID sondaj deliği bölgesinin ısı iletkenliği yüksek dolgu malzemesi ile boşluk kalmayacak şekilde doldurulmasına özen gösterilmelidir. Aksi takdirde ısı geçişi istenilen seviyelerde olmayacaktır.

Soğutma ve ısıtma mevsimlerinde ekserji verimlerini arttırmak için sistemin ekserji kayıplarını düşürmek gerekmektedir. Ekserji kayıplarını düşürmek için sistem üzerindeki elemanların yalıtımlarının iyi yapılması, ısı pompasında kullanılan bakır boruların kısa tutulması, kapasiteleri belirlenen sistem elemanlarının hesaplananın altında veya üstünde alınmaması gerekmektedir.

Sonuç olarak TKIP'lerinin en büyük dezavantajı olan TID ve sondaj maliyetleri düşürülür ve yerli kaynaklarla bu sistemler üretilirse ülkemizde çevre kirliliğinin artışı önlenecek, enerjiden tasarruf sağlanacaktır.

KAYNAKLAR

1. Boran, K., "Isı Pompasının Sudan-Havaya, Havadan-Havaya, Sudan-Suya Deneysel Olarak İncelenmesi ve Optimizasyonu", Doktora Tezi, **Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Kayseri, 1-50 (1993).
2. Sumner, J.A., "Domestic Heat Pumps", **Prism Press**, Dorchester, 66 (1976).
3. Hary, J. and Ronald, H., "Heat Pups Systems", **John Wiley & Sons**, New York, 85 (1983).
4. Calm, J.M., "Heat Pump", **Ashrae Journal**, 90: 40-44 (1984).
5. Hugnes, P.J., Loomis, L., O'neil, R.A., and Rizzuta, J., "Result Of The Residential Earth Coupled Earth Pump Demonstration in Vp Steate New York", **Ashrae Transactions**, Bölüm 2b (39): 1307-1325 (1985).
6. Frank, P. and Berntsson, T., "Ground-Coupled Heat Pumps With Low-Temperature Heat Storage; Same Swedish Experiences", **Ashrae Transactions**, Bölüm 2b (91): 1285-1296 (1985).
7. Catan, M.A. and Baxter, V.D., "An Optimized Ground Coupled Heat Pump System Design for Northern Climate Applications", **Ashrae Transactions**, Bölüm 2b (91): 1185-1203 (1985).
8. Fleming, W., "Ground-Source Heat Pump Design and Operation-Experience Within An Asian Country", **Ashrae Transactions**, Bölüm 1b, (104) 771-774 (1987).
9. Eskilson, P., "Thermal Analysis Ofmathematical Physics", **Lund Institute of Technology**, Lund, Sweden, 56 (1987).
10. Lund, P.D., Peltola, S.S., "Verification of a CSHPSS Simulation Program With Emphasis On System Control", **Solar Energy**, 39 (6): 513-519 (1987).
11. Martin , S.D., "A Design and Economic Sensitivity Study of Single-Pipe Horizontal Ground-Coupled Heat Pump Systems", **Ashrae Transactions**, 1 (96): 634-642 (1990).
12. Mei, V.C., "Experimental Study of Direct-Expansion Ground Coil Heat Exchangers", **Ashrae Transactions**, 1 (96): 821-828 (1990).
13. Safemazandarani, P., Edwards, J.A., Johnson, R.R. and Mohammad-Zadey, Y., "Mathematical Modeling of a Direct Expansion Ground

- Coupled Heat Pump System”, **Ashrae Transactions**, 1 (96): 583-589 (1990).
14. Kavanaugh, S.P., Pezent, M.C., “Lake Water Applications of Water-To-Air Heat Pumps, **Ashrae Transactions**, 1 (96): 813-820 (1990).
 15. Kavanaugh, S.P., Woodhouse, J.G., Carter, J.R., “Test Results Of Water-To-Air Heat Pumps With Higt Cooling Efficiency for Ground-Coupled Applications”, **Ashrae Transactions**, 1 (97): 895-901 (1991).
 16. Ataman, H., “Toprak Kaynaklı Bir Isı Pompası Testinin Tasarımı ve Optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, **İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü**, 1-15 (1991).
 17. Sulatisky, M.T. And Van Der Kamp, G., “Groun-Sources Heat Pumps In The Canadian Prairies”, **Ashrae Transactions**, Bölüm 1 (97): 374-385 (1991).
 18. Meloy B.R., “Cooling Works for Cowlitz County Hall of Justice”, **Ashrae Transactions**, Bölüm 1 (98): 1023-1030 (1992).
 19. Rafferty, K.D., “Large Tonnage Groundwater Heat Pumps-Experiences With Two Systems”, **Ashrae Transactions**, Bölüm 1 (98): 587-592 (1992).
 20. Kavanaugh, S.P., “Field Test of Vertical Ground-Coupled Heat Pump In Alabama”, **Ashrae Transactions**, 92 (2): 607-616 (1992).
 21. İnallı, M., “Toprak Altında Depolanan Güneş Enerjisi İle Beslenen Isı Pompalı Bir Konut Isıtma Sisteminin Bilgisayarda Simülasyonu”, Doktora Tezi, **Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Elazığ, 1-16 (1993).
 22. Yang, Z., Ma, Y. and Lu, C., “A Heat-Pump System For Heat Recovery At Substation”, **Energy**, 20 (3): 243-245 (1995).
 23. Savaş, A.F., “Toprak Kaynaklı Isı Pompası ile Konut Isıtılması”, yüksek lisans tezi, **Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, 100-117 (1996).
 24. Healy, P.F. and Ugursal, V. L. “Performance and Economic Feasibility Of Ground Source Heat Pumps in Cold Climate”, **International Journal Of Energy Research**, 21: 857-870 (1997).
 25. Spilker, E.H., " Ground Coupled Heat Pump Loop Desing Using Thermal Conductivity Testing and The Effect Of Different Backfill Material on Vertical Bore Length", **Ashrae Transactions**, 104: 79-775 (1998).

26. Petit, P.J., Meyer, J.P., "Economic Potential Of Vertical Ground-Source Heat Pumps Compared to Air-Source Air Conditioners in South Africa", **Energy**, 23 (2): 137-143 (1998).
27. Leong, W.H., Tarnawski, V.R. and Aittomaki, A., "Effect Of Soil Type And Moisture Content on Ground Heat Pump Performance", **Int. Journal of Refrigeration**, 21(8): 595-600 (1998).
28. Yumrutas, R., "Mevsimlik Güneş Enerjisi Depolamalı ve Isı Pompalı Konut Isıtma Sistemlerinin Similasyonu", Doktora Tezi, **Gaziantep Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Gaziantep, 1-32 (1998).
29. Zogou, O. And Stamatelos, A., "Effect of Climatic Conditions on The Design Optimiztion of Heat Pump Systems for Space Heating and Cooling", **Energy Conv. & Management**, 39 (7): 609-622 (1998).
30. Acar, Y., "Simulation of Vapour Compression Refrigeration Cycle for A House Hold Refrigerator", **M.S. Thesis in Mechanical Engineering**, METU, Ankara, 140 (1998).
31. Salah El-Din, M.M., " On The Heat Flow Into The Ground", **Renewable Energy**, 18: 90-473 (1999).
32. Allan Marita, L., Kavanaugh, S.P., " Thermal Conductivity Of Cementitious Grouts And Impact On Heat Exchanger Length Desingn For Ground Source Heat Pumps", **HVAC and R. Research**, 5 (2): 87-98 (1999).
33. Hepbaşlı, A., Ertöz, A., " Geleceğin Teknolojisi ; Yer Kaynaklı Isı Pompaları ", **Makine Mühendisleri Odası Teskon Program Bildirisi**, 445-492 (1999).
34. Çomaklı, Ö., Çelik, C. and Erdoğan, S., "Determination of Optimum Working Conditions in Heat Pumps Using Nonazeotropic Refrigerant Mixtures", **Energy Conversion and Management**, 40: 193-203 (1999).
35. Piechowski, M., " Heat And Mass Transfer Model Of A Ground Heat Exchanger: Theoretical Development", **International Journal Of Energy Research**, 23: 88-571 (1999).
36. Doğan, V., "Su-Toprak Kaynaklı Isı Pompaları", **4.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi**, İzmir (1999).
37. Tarnawski, V.R., Gori, F., Wagner, and Buchan, G.D., " Modelling Approaches To Predicting Thermal Conductivity Of Soils At High Temperatures", **International Journal Of Energy Research**, 5 (24): 23-403 (2000).

38. Rees, S.W., Adjali, M.H., Zhou, Z., Davies, M. and Thomas, H.R., "Ground Heat Transfer Effects On The Thermal Performance Of Earth-Contact", **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, 3 (4): 65-213 (2000).
39. Ersöz, İ., " Toprak Kaynaklı Isı Pompası ile Bir Hacmin Soğutulması", Yüksek Lisans Tezi, **Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İzmir, 10-11 (2000).
40. Işık, N., Onat, A. ve Mendi, F., "Havadan Suyu Mekanik Isı Pompası Farklı İşletme Koşullarında Deneysel Performans Çalışması", **6. Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Tekniği Kongresi, Çukurova Üniversitesi**, Adana, 213-229 (2000).
41. Popiel, C.O., Wojtkowiak, J., Biernacka, B. "Measurements Of Temperature Distribution In Ground", **Experimental And Fluid Science**, 25: 301-309 (2001).
42. Hepbasli, A., Eltez, M. and Duran, H., " Current Status And Future Directions Of Geothermal Heat Pumps in Turkey ", **Ghc Bulletin**, March, (2001).
43. Michael Hughes, H., "New Refrigerants for Applied Heat Pumps", **Ashrae**, 2: 613-616 (2001).
44. De Swardt, C.A., Meyer, J.P., " A Performance Comparison Between Air-Source and A Ground-Source Reversible Heat Pump", **International Journal Of Energy Research**, 25 (10): 889-910 (2001).
45. Kara, Y.A., Yüksel, B., " Evaluation of Low Temperature Geothermal Energy Through The Use Of Heat Pump", **Energy Conversion & Management**, 42: 773-781 (2001).
46. Berntsson, T., " Heat Sources-Technology, Economy And Environment", **Int J. Refrig.**, 25: 38-428 (2002).
47. Witte, H. J., Van Gelder, G.J., and Spitler, J. D. "In Situ Measurement Of Ground Thermal Conductivity: The Dutch Perspective", **Ashrae Transaction**, 108: 1-21 (2002).
48. Bi, Y., Chen, L., Wu, C. " Ground Heat Exchanger Temperature Distribution Analysis and Experimental Verification", **Applied Thermal Engineering**, 22: 183-189 (2002).
49. Doherty, P.S., Al-Huthaili, S., Riffat, S.B., and Abodahab, N. " Ground Source Heat Pump Description and Preliminary Results Of The Eco House System", **Applied Thermal Engineering**, 24: 2627-2641 (2004).

50. Kincay, O., Temir, G., "Toprak Kaynaklı Isı Pompalı Sistemlerin Ekonomik İncelenmesi", *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 31-37 (2002).
51. Bi, Y., Guo, T., Zhang, L. and Chen, L., " Solar and Ground Source Heat-Pump System", *Applied Energy*, 78: 231-245 (2004).
52. İnallı, M., and Esen, H. " Experimental Thermal Performance Evaluation Of a Horizontal Ground-Source Heat Pump System", *Applied Thermal Engineering*, 24: 2219-2232, (2004).
53. Diao, N., Li, Q. and Fang, Z., " Heat Transfer İn Ground Heat Exchangers With Groundwater Advection", *International Journal Of Thermal Sciences*, 43: 11-1203 (2004).
54. Kyriakis, N., Michopoulos, A. and Pattas, K., " On The Maximum Thermal Load Of Ground Heat Exchangers", *Energy And Buildings*, 38: 25-29 (2005).
55. Sanner, B., Hellström, G., Spitler, J. And Gehlin, S., " Thermal Response Test-Current Status and World-Wide Application", *Proceedings World Geothermal Congress*, Antalya, Turkey, April, 24-29 (2005).
56. Ceylan, İ., Aktaş, M., Doğan, H. " Isı Pompalı Kurutma Odasında Elma Kurutulması", *Isı Bilimi Ve Tekniği Dergisi*, 25: 9-14 (2005).
57. İnanlı, M., and Esen, H. "Seasonal Cooling Performance Of a Ground-Coupled Heat Pump System in a Hot and Arit Climate", *Renewable Energy*, 30: 1411-1424 (2005).
58. Trillat-Berdal, V., Souyri, B. and Fraisse, G., "Experimental Study Of A Ground-Coupled Heat Pump Combined With Thermal Solar Collectors", *Energy and Buildings*, 12 (38): 84-1477 (2006).
59. Nagano, K., Katsura, T. and Takeda, S., " Development of A Desing and Performance Prediction Tool For The Ground Source Heat Pump System", *Applied Thermal Engineering*, 26: 14-15, 92-1578 (2006).
60. Esen, H., İnallı, M., "Technoeconomic Appraisal of a Ground Source Heat Pump System for a Heating Season İn Eastern Turkey", *Energy Conversion and Management*, 47: 12811-1297 (2006).
61. Niğdelioğlu, O., "Toprak Kaynaklı Isı Pompası Dizaynı ve Tekno-Ekonomik Performans Analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kütahya, 1-20 (2006).

62. Yang, W. B., Shi, M. H., Dong, H. "Numerical Simulation of the Performance of a Solar-Earth Source Heat Pump System", **Applied Thermal Engineering**, 26: 2367-2376 (2006).
63. Michopoulos, A., Bozis, D., Kikidis, P., Papakostas, K. and Kyriakis, N.A., " Tree-Years Operation Experience of A Ground Source Heat Pump System In Northern Greece", **Energy and Buildings**, 3 (39): 328-34 (2007).
64. Akpınar, E. K., Hepbaşlı, A. " A Comparative Study On Exergetic Assessment Of Two Ground-Source (Geothermal) Heat Pump Systems For Residential Applications", **Building And Environment**, 42: 2004-2013 (2007).
65. Badescu, V. " Economic Aspects of Using Ground Thermal Energy For Passive Haose Heating ", **Renewable Energy**, 32: 895-903 (2007).
66. Esen, H., "Düşey Borulu Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Konut İklimlendirme Sistemlerinde Mevsimlik Davranışının Araştırılması", Doktora Tezi, **Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Elazığ, (2007).
67. Özgener, Ö. and Hepbaşlı, A. " A Parametrical Study On The Energetic and Exergetic Assessment of A Solar-Assisted Vertical Ground-Source Heat Pump System Used For Heating A Greenhouse", **Building And Environment**, 42: 11-24 (2007).
68. Ünlü, K., Çoksun, S. ve Yamankaradeniz, N., "Bursa İli Şartlarında Toprak Kaynaklı Isı Pompası İle Isıtma Uygulaması", **ULIBTK'07 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi**, 30 Mayıs-2 Haziran, Kayseri, 460-68 (2007).
69. Özyurt, O., Bakırcı, K., Ekinci, D.A. ve Çomaklı, K., Erzurum'da Toprak kaynaklı ısı pompasının deneysel incelenmesi, **ULIBTK'07 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi**, 30 Mayıs-2 Haziran, Kayseri, 847-53 (2007).
70. Omer, A.M. Ground-Source Heat Pumps Systems and Applications, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 12: 344-371 (2008).
71. Florides, G. and Kalogirou, S., " First in Situ Determination of The Thermal Performance of A U-Pipe Borehole Heat Exchanger", in Cyprus, **Applied Thermal Engineering**, 28: 2-3, 63-157 (2008).
72. Balta, M.T., Kalıncı, Y., Hepbaşlı, A. " Evaluating A Low Exergy Heating System From The Power Plant Through The Heat Pump To The Building Envelope", **Energy and Buildings**, 40: 1799-1804 (2008).

73. Dikici, A., Akbulut, A., "Performance Characteristics and Energy Exergy Analysis of Solar-Assisted Heat Pump System", ***Building and Environment***, 43: 1961-1972 (2008).
74. Altinkaya, K., "Türkiye’de Yer Kaynaklı Isı Pompası Uygulama Örnekleri", ***4.Ege Enerji Sempozyumu***, (2008).
75. Seçilmiş, A., Bugutekin, A., Deniz, E., Binark, A.K., "Atatürk Barajı Bağlantılı Isıtma-Soğutma Sistemi Tasarımı ve Ekserji Analizi", ***VII. Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu***, İstanbul, 441-446 (2008).
76. Benli, H., and Durmuş, A. " Evaluation Of Ground-Source Heat Pump Combined Latent Heat Storage System Performance İn Greenhouse Heating", ***Energy and Buildings***, 41: 220-228 (2009).
77. Demir, H., Koyun, A., and Temir, G. " Heat Transfer Of Horizontal Paralel Pipe Ground Heat Exchanger And Experimental Verification", ***Applied Thermal Engineering***, 29: 224-233 (2009).
78. Acar, Ş.G., "Denizli Havzasındaki Jeolojik Formasyonlarda Sıcaklık Ve Isı Depolama Kapasitesi Değişiminin İncelenmesi ve Isı Pompası Uygulamalarının Araştırılması", Doktora Tezi, ***Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Denizli, 1-15 (2009).
79. Hwang, Y., Lee, J., Jeong, Y., Koo, K., Lee, D., Kim, I., Jin, S., Kim, S. H. Cooling Performance of a Vertical Ground-Coupled Heat Pump System Installed in a School Building, ***Renewable Energy***, 34: 578–582 (2009).
80. Wang, H., Qi, C., Wang, E., Zhao, J. A Case Study of Underground Thermal Storage in a Solar-Ground Coupled Heat Pump System for Residential Buildings, ***Renewable Energy***, 34: 307–314 (2009).
81. Tarnawski, V.R., Leong, W.H., Momose, T., Hamada, Y. Analysis of Ground Source Heat Pumps with Horizontal Ground Heat Exchangers for Northern Japan, ***Renewable Energy***, 34: 127–134 (2009).
82. Elbir A., "Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik Analizi", Yüksek Lisans Tezi, ***Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Isparta, 1-15 (2010).
83. Çengel Y. A., Boles M. A., "Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik", Derbentli T., ***Literatür Yayıncılık***, İstanbul, 20: 526-540 (1996).
84. Menlik, T., "Alternatif Akışkanlı İki Kademeli Soğutma Sisteminin Tasarımı İmali ve Performans Deneyleri", Doktora Tezi, ***Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Ankara, 19-37 (2005).

85. Öner, F., "Alternatif Enerjiler", **İzolasyon Dünyası Dergisi**, 61: 80-84 (2009).
86. Hart, D.P. and Couvillion, R., "Earth-Coupled Heat Transfer", **National Water Well Association**, Dublin, OH, 19-96 (1996).
87. Pasqualetti, M.J., "Geothermal Energy Site Specificity and Resource Reserves", **Geo Journal**, 3, USA, 49-58 (1979).
88. Sözen, A., Arcaklioğlu, E., Menlik, T., Özalp, M. " Determination of Thermodynamic Properties of an Alternative Refrigerant (R407c) Using Artificial Neural Network", **Expert System with Applications**, 36: 4347 (2009).
89. "Kalorifer Tesisatı Proje Hazırlama Esasları", **Türkiye Makine Mühendisleri Odası**, 259: 39-53 (2001).
90. Doğan, H., "Uygulamalı Havalandırma ve İklimlendirme Tekniği", **Seçkin Yayıncılık**, Ankara, 233-258 (2002).
91. Esen, H., "Toprak Kaynaklı Isı Pompası Performansına Etki Eden Parametrelerin Araştırılması", Yüksek Lisans Tezi, **Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Elazığ, 34-35 (2002).
92. Güven, Ş., "Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Diğer Sistemlerle Karşılaştırılması", Yüksek Lisans Tezi, **Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Denizli, 82-88 (2002).
93. Miles, L., "Heat Pumps Theory and Service", **Delmar Publishers Inc.**, N.Y., (1998).
94. Hepbaşlı, A., Hancıoğlu, E., "Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Tasarımı, Testi ve Fizibilitesi", **V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi**, İzmir, 530-542 (2001).
95. Adapa, K.P. and Schoenau, J.G., "Re-circulating Heat Pump Assisted Continuous Bed Drying and Energy Analysis", **International Journal of Energy Research**, 29: 961-972 (2005).
96. Çelebioğlu, H.E., "Developing a Computer Program for Evaluating Uncertainty of Some Typical Dimensional Measuring and Gauging Device", Master Thesis, **Middle East Technical University**, (2005).
97. Çetinkaya, S., "Termodinamik Yasalar İşlemler Uygulamalar", **Nobel Yayın Dağıtım**, Ankara, 62-68 (1999).

98. Krakow, K.I., "Exergy analysis: Dead-state definition", **ASHRAE Transaction**, 97 (1): 328-36 (1991).
99. Kotas, T.J., "The exergy method of thermal plant analysis", Tiptree, Essex: **Anchor Brendon Ltd.**, (1985).
100. Szargut, J., "Exergy Method, Technical and ecological applications", **WIT Press Southampton**, Boston, 35-38 (2005).
101. Wark, K., "Advanced Thermodynamics for Engineers ", **McGraw-Hill**, (1995).
102. Bejan, A., " Advanced Engineering Thermodynamics.", **John Wiley&Sons**, (1988).
103. Sağıroğlu, Ş., Beşdok, E., Erler, M., "Mühendislikte Yapay Zeka Uygulamaları-1 Yapay Sinir Ağları", **Ufuk Kitap Kirtasiye Yayıncılık**, (2003).
104. Haykin S., "Neural Networks", **Macmillan Collage Printing Company**, New Jersey, 41 (1994).
105. Öztemel E., "Yapay Sinir Ağları", **Papatya Yayıncılık**, İstanbul, 23 (2003).
106. Rumelhart, D., Hinton, G.E., Willams, R.J., "Learning Internal Representations by Error Propagation, in Rumelhart, D.E., and McClelland, J.L.", **Parallel Distributed Processing, Explorations in the Microstructure of Cognition**, Cambridge, M.A. The MIT Press, 1: 318-362 (1986).
107. Elmas Ç., "Yapay Sinir Ağları Kuram, Mimari, Eğitim, Uygulama", **Seçkin Yayıncılık**, Ankara, 27-28 (2003).
108. Zurada, J., "Introduction to Artificial Neural Network", **West Publishing Company**, (1992).
109. Cinsdikici, M., "ATM. Ağlarında Yönlendirme ve Çoklu Dağıtım Problemleri için Yapay Sinir Ağı Çözümleri", Yüksek Lisans Tezi, **Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, (1997).
110. Minsky, M. L., Papert, S. A., "Perceptrons", Cambridge, **MA: MIT Press**, 168 (1969).
111. Menlik, T., Özdemir, M.B., "Determination of Freeze-Drying Behaviors of Apples by Artificial Neural Network", **Expert System with Applications**, 37: 7669-7677 (2010).

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : ÖZDEMİR, Mustafa Bahadır
 Uyruğu : T.C.
 Doğum Tarihi ve Yeri : 21.08.1980 Erzurum
 Medeni Hali : Evli
 Telefon : 0 (312) 202 87 08
 E-mail : mbozdemir@gazi.edu.tr

Eğitim

Derecesi	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Doktora	Gazi Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü/Makine Eğitimi Bölümü	2011
Yüksek Lisans	Gazi Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü/Makine Eğitimi Bölümü	2005
Lisans	Gazi Üniversitesi/Teknik Eğitim Fakültesi/Tesisat Öğretmenliği	2002

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2002–	Gazi Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

- Menlik, T., Aktaş, M., Özdemir, M., B., “Türkiye’de Bölgesel Olarak Güneş Enerjili Sıcak Su Hazırlama Sistemlerinin Kapasite Hesaplarının Bilgisayar Programı İle Yapılması”, Karaelmas Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Teknoloji Dergisi, (2): 219-224, 2004.
- Aktaş, M., Özdemir, M., B., “Yaz İklimlendirme Sistemlerinde Kanal Çaplarının Bilgisayar Programı İle Hesaplanması”, Karaelmas

- Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Teknoloji Dergisi, (3): 381-386, 2004.
3. Özkaya, M., G., Variyenli, H., İ., Özdemir, M., B., “Endirekt Güneş Enerjili Sıcak Su Hazırlama Sistem Verimlerinin Bilgisayar Programı Kullanarak Araştırılması” Karaelmas Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Teknoloji Dergisi, (4): 667-671, 2004.
 4. Kirmacı, V., Özdemir M. B., “Soğuk Depolar İçin R-404a Alternatif Soğutucu Akışkanlı Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Sistem Eleman Kapasitelerinin Bilgisayar Programıyla Belirlenmesi”, Balıkesir Üniv. Fen Bil. Enst. Dergisi, 7 (2): 66-76, 2005.
 5. Özkaya, M., G., Özdemir, M., B., Menlik, T., Variyenli, H., İ., “ Temiz Su Tesisatı Proje Hesaplarının Bilgisayar Ortamında Yapılması” Karaelmas Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Teknoloji Dergisi, 9 (3): 181-195, 2006.
 6. Özdemir M. B., Kirmacı V., “Soğuk Depo Soğutma Sisteminde Kullanılan R134a Alternatif Soğutucu Akışkanına Göre Sistem Eleman Kapasitelerinin Bilgisayar Programıyla Belirlenmesi”, Karaelmas Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Teknoloji Dergisi, 9 (2): 91-100, 2006.
 7. Kirmacı V., Özdemir M., B., “Soğuk Depoların Soğutma Sisteminde Kullanılan R407c Alternatif Soğutucu Akışkanına Göre Sistem Eleman Kapasitelerinin Bilgisayar Programıyla Belirlenmesi”, Cumhuriyet Üniv. Fen-Edebiyat Fakültesi Fen Bilimleri Dergisi, 27 (2): 24-38, 2006.
 8. Menlik,T., Özdemir, M., B., Kirmacı, V., “Determination of freeze-drying behaviors of apples by artificial neural network”, Expert Systems with Applications, 37 (12): 7669-7677, 2010.

Hobiler

Masa Tenisi, Futbol