



**TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ
EKSERJİ ANALİZİ**

Semra POLAT

**Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji Bilim Dalı
Prof. Dr. Kadir BAKIRCI
2019**

Her hakkı saklıdır

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ EKSERJİ ANALİZİ

Semra POLAT

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
Enerji Bilim Dalı**

**ERZURUM
2019**

Her Hakkı Saklıdır



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ ONAY FORMU

TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ EKSERJİ ANALİZİ

Prof. Dr. Kadir BAKIRCI'nın danışmanlığında Semra POLAT tarafından hazırlanan bu çalışma 09./08./2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı – Enerji Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak ~~oybirliği/oy çokluğu~~ (3/3) ile kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Kenan YAKUT

İmza : Kenan Yakut

Üye : Prof. Dr. Kadir BAKIRCI

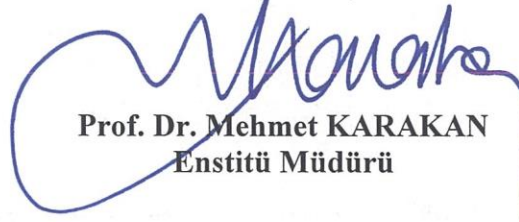
İmza : Kadir Bakirci

Üye : Prof. Dr. Ali Kemal ÇELİK

İmza : Ali Kemal Çelik

Yukarıdaki sonuç;

Enstitü Yönetim Kurulu 12/09/2019 tarih ve 36./65 nolu kararı ile onaylanmıştır.


Prof. Dr. Mehmet KARAKAN
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ EKSERJİ ANALİZİ

Semra POLAT

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji Bilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Kadir BAKIRCI

Soğuk iklime sahip Erzurum ilinde toprak kaynaklı ısı pompasının performansını incelemek, ekserji analizini yapmak, sistemin Erzurum ili için uygunluğunu tespit etmek amacıyla bir deney düzeneği kurulmuştur. Sistem; ısı pompası ünitesi, toprak ısı değiştiricisi ve yardımcı ekipmanlardan oluşmaktadır.

Bu çalışmada, toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için ekserji analizi yapılmıştır. Sistemin analizinde, 2009-2010 yılı ısıtma sezonundaki deneysel sonuçlar kullanılmıştır. Isı pompası ve sistemin etkinlik katsayıları sırasıyla yaklaşık 2,6 ve 2,2 olarak hesaplanmıştır. Deneysel veriler üzerinden yapılan hesaplamalar sonucunda ısı pompasının ortalama ekserji verimi %35, tüm sistemin ortalama ekserji verimi ise %31 olarak bulunmuştur. Ayrıca, sistem elemanlarının ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

2019, 104 sayfa

Anahtar Kelimeler: Toprak kaynaklı ısı pompası, toprak ısı değiştiricisi, ekserji analizi

ABSTRACT

MS Thesis

EXERGY ANALYSIS OF GROUND SOURCE HEAT PUMP

Semra POLAT

Ataturk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
Department of Energy

Supervisor: Prof Dr. Kadir BAKIRCI

An experimental setup was established so as to examine the efficient of the ground source heat pump, to carry out exergy analysis in Erzurum with a cold climate and to determine the suitability of the system for Erzurum. The system consists of heat pump unit, ground source heat exchanger and auxiliary equipment.

In this study, the energy and exergy analysis of ground source heat pump (GSHP) system is performed. In the system analysis, the results of the experiments in the heating season of 2009-2010 are used. Coefficient of performance of the system and heat pump in average are approximately calculated to be 2,6 and 2,2, respectively. As a result of calculations made based on the experimental data, it is found that the average exergy efficiencies of the heat pump and the overall system are %35 and %31 respectively. In addition, the exergy losses of system components are calculated. The results are compared with the results in the literature.

2019, 104 pages

Keywords: Ground source heat pump, ground heat exchanger, exergy analysis

TEŞEKKÜR

Bu çalıőmanın planlanması, yürütölmesi ve tez haline getirilmesinde bana yol gösteren danıőmanım, hocam Sayın Prof. Dr. Kadir BAKIRCI'ya

Çalıőmalarım esnasında bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım Makine Yüksek Mühendisi Sayın Derya TATYÜZ'e, Makine Mühendisi Sayın Muhammet Baki AYRANCI'ya, yardımını ve manevi desteğini esirgemeyen sevgili eőim Endüstri Mühendisi Sayın ağrı POLAT'a, canım kardeőim Nusret Mert POLAT'a, canım yeğenim Gökhan POLAT'a, canım kızım Tuğçe Zehra POLAT'a ve desteklerinden ötürü ailemin tüm fertlerine teőekkürlerimi sunarım.

Semra POLAT

Ağustos, 2019

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER.....	27
2.1. Isı Pompaları.....	27
2.2. Toprak	30
2.2.1. Erzurum'un toprak yapısı	31
2.2.2. Erzurum'da toprak sıcaklığı	32
2.3. Toprak Isı Değiştiricisinin Tasarımı.....	33
2.4. Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompaları	35
2.4.1. Buhar sıkıştırılmalı ısı pompalarının termodinamiği.....	40
2.5. Isı Pompası Uygulamaları	45
2.6. Ekserji Analizi	46
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	49
3.1. Deneysel Çalışma	49
3.1.1. Toprak ısı değiştiricisi	51
3.1.2. Isı pompası	52
3.2. Deneylein Yapılışı.....	57
3.3. Sistemin Deneysel Verilerinin Değerlendirilmesi.....	58
3.3.1 Enerji analizi.....	58
3.3.2. Ekserji analizi	59
3.4. Belirsizlik Analizi.....	65
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....	67
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	933
5.1. Sonuçlar.....	933

5.2. Öneriler.....	955
KAYNAKLAR	977
ÖZGEÇMİŞ	1044



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

\dot{W}_{pom}	Bir sirkülasyon pompasının gücü (kW)
\dot{W}_{kom}	Kompresörün sıkıştırma ısı (kW)
\dot{m}_k	Kondenser-ısıtma ünitesinde dolaşan suyun debisi (kg/s)
\dot{m}	Debi (kg/s)
\dot{E}_x	Ekserji miktarı (kW)
\dot{E}	Enerji miktarı (kW)
AKSID	Aşırı kızdırma soğutma ısı değiştiricisi
c	Özgül ısı (kJ/kgK)
COP	Isı pompasının performans katsayısı (boyutsuz)
COP _s	Tüm sistemin performans katsayısı (boyutsuz)
cos(φ)	Güç faktörü (boyutsuz)
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
I	Akım (amper)
Q _{eva}	Evaporatörün çektiği ısı miktarı (kW)
Q _{kon}	Kondenserden atılan ısı miktarı (kW)
T	Sıcaklık (°C veya K)
TID	Toprak ısı değiştiricisi
TKIP	Toprak kaynaklı ısı pompası
V	Gerilim (volt)
η	Verim
ψ	Özgül ekserji (kJ/kg)

Alt indisler

0	Ortam
as	Antifriz-su (ısı taşıyıcı akışkan)
ç	Çıkış
e	Ekserji

eva	Buharlaştırıcı
g	Giriş
gv	Genleşme vanası
IP	Isı pompası
IU	Isıtma ünitesi
k	Kayıp
kom	Kompresör
kon	Yoğusturucu
ksç	Kondenser su çıkış
ksg	Kondenser su giriş
pom	Sirkülasyon pompası
r	Soğutucu akışkan
S	Sistem
s	Su

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Isı pompası ve ısı makinasının termodinamik modeli	29
Şekil 2.2. Ters Carnot çevrimli ısı pompasının T-s diyagramı	41
Şekil 2.3. İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrimin şematik resmi ve T-s diyagramı	43
Şekil 2.4. İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrimin P-h diyagramı	44
Şekil 2.5. Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimin P-h diyagramı ve hal değişim noktaları	45
Şekil 3.1. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin bina içi görünüm resmi	49
Şekil 3.2. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin şematik çizimi	50
Şekil 3.3. Toprak ısı değiştiricisinin paralel ve seri bağlantısının montaj resmi	51
Şekil 3.4. Gaz devresinin şematik resmi	52
Şekil 4.1. Aralık ayı için ısı pompasının ve sistemin performans katsayılarının gün boyunca değişimi	688
Şekil 4.2. Aralık ayı için kondenserden alınan gücün, evaporatörden çekilen gücün ve kompresörün çektiği gücün gün boyunca değişimi	688
Şekil 4.3. 21 Aralık'ta ısı pompasının ekserji veriminin günün saatine göre değişimi	696
Şekil 4.4. 21 Aralık'ta tüm sistemin ekserji veriminin günün saatine göre değişimi	696
Şekil 4.5. 23 Aralık'ta ısı pompasının ekserji veriminin günün saatine göre değişimi	700
Şekil 4.6. 23 Aralık'ta tüm sistemin ekserji veriminin günün saatine göre değişimi	700
Şekil 4.7. 19 Mart'ta ısı pompasının ekserji veriminin günün saatine göre değişimi	711
Şekil 4.8. 19 Mart'ta tüm sistemin ekserji veriminin günün saatine göre değişimi	711
Şekil 4.9. 29 Mart'ta ısı pompasının ekserji veriminin günün saatine göre değişimi	722
Şekil 4.10. 29 Mart'ta tüm sistemin ekserji veriminin günün saatine göre değişimi	722

Şekil 4.11. 24 Nisan’da ısı pompasının ekserji veriminin günün saatine göre değişimi	733
Şekil 4.12. 24 Nisan’da tüm sistemin ekserji veriminin günün saatine göre değişimi	733
Şekil 4.13. 29 Nisan’da ısı pompasının ekserji veriminin günün saatine göre değişimi	744
Şekil 4.14. 29 Nisan’da tüm sistemin ekserji veriminin günün saatine göre değişimi	744
Şekil 4.15. 20 Ocak’ta ısı pompasının ekserji veriminin günün saatine göre değişimi	755
Şekil 4.16. 20 Ocak’ta tüm sistemin ekserji veriminin günün saatine göre değişimi	755
Şekil 4.17. 20 Şubat’ta ısı pompasının ekserji veriminin günün saatine göre değişimi	766
Şekil 4.18. 20 Şubat’ta tüm sistemin ekserji veriminin günün saatine göre değişimi	766
Şekil 4.19. 21 Aralık için ısı pompasının $T_0=18^\circ\text{C}$ ’deki ekserji verimi	777
Şekil 4.20. 21 Aralık için ısı pompasının $T_0=25^\circ\text{C}$ ’deki ekserji verimi	777
Şekil 4.21. 21 Aralık için tüm sistemin $T_0=18^\circ\text{C}$ ’deki ekserji verimi	788
Şekil 4.22. 21 Aralık için tüm sistemin $T_0=25^\circ\text{C}$ ’deki ekserji verimi	788
Şekil 4.23. 21 Aralık için sistem elemanlarının $T_0=18^\circ\text{C}$ ’deki ekserji verimi	79
Şekil 4.24. 21 Aralık için sistem elemanlarının $T_0=25^\circ\text{C}$ ’deki ekserji verimi	800
Şekil 4.25. 21 Aralık için sistem elemanlarının $T_0=18^\circ\text{C}$ ve $T_0=25^\circ\text{C}$ ’deki ortalama ekserji verimi	811
Şekil 4.26. 21 Aralık için sistem elemanlarının $T_0=18^\circ\text{C}$ ’deki ortalama ekserji kayıpları	811
Şekil 4.27. 21 Aralık için sistem elemanlarının $T_0=25^\circ\text{C}$ ’deki ortalama ekserji kayıpları	822
Şekil 4.28. Sistem elemanlarının ekserji kayıplarının literatürdekilerle karşılaştırılması	833
Şekil 4.29. Sistem elemanlarının, ısı pompasının ve tüm sistemin ekserji verimlerinin literatürdeki ekserji verimleriyle karşılaştırılması	844

Şekil 4.30. AKSID olup olmaması durumunda tüm sistemin günün saatine göre ekserji verimleri.....	855
Şekil 4.31. AKSID olup olmaması durumunda ısı pompasının günün saatine göre ekserji verimleri.....	855
Şekil 4.32. AKSID olup olmaması durumunda sistem elemanlarının ekserji verimleri	866
Şekil 4.33. Mart ayında sistem elemanlarının ekserji verimleri ($T_o=18^{\circ}\text{C}$ için)	866
Şekil 4.34. Mart ayında sistem elemanlarının ekserji verimleri ($T_o=25^{\circ}\text{C}$ için)	877
Şekil 4.35. Mart ayında sistem elemanlarının günün saatine göre ekserji kayıpları ($T_o=18^{\circ}\text{C}$ için).....	8888
Şekil 4.36. Mart ayında sistem elemanlarının günün saatine göre ekserji kayıpları ($T_o=25^{\circ}\text{C}$ için).....	8989
Şekil 4.37. 20 Ocak ve 20 Şubat'ta AKSID olması ve olmaması durumunda ısı pompası ve tüm sistemin ekserji verimleri.....	900
Şekil 4.38. 20 Ocak ve 20 Şubat'ta AKSID olması ve olmaması durumunda sistem elemanlarının ekserji verimleri	911

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Erzurum için çeşitli derinliklerdeki toprak sıcaklıkları	32
Çizelge 2.2. Etilen glikolün fiziksel özellikleri	35
Çizelge 2.3. R-134a gazının fiziksel özellikleri.....	39
Çizelge 3.1. Sistem elemanları ile ilgili bilgiler	50
Çizelge 3.2. Sistem elemanlarının ekserji eşitlikleri.....	64
Çizelge 4.1. 21 Aralık için sistem elemanlarının $T_0=18^\circ\text{C}$ 'deki ekserji verimi	79
Çizelge 4.2. 21 Aralık için sistem elemanlarının $T_0=25^\circ\text{C}$ 'deki ekserji verimi	800
Çizelge 4.3. 21 Aralık için sistem elemanlarının $T_0=18^\circ\text{C}$ 'deki ortalama ekserji kayıpları.....	82
Çizelge 4.4. 21 Aralık için sistem elemanlarının $T_0=25^\circ\text{C}$ 'deki ortalama ekserji kayıpları.....	822
Çizelge 4.5. Sistem elemanlarının ekserji kayıplarının literatürdekilerle karşılaştırılması	833
Çizelge 4.6. Sistem elemanlarının, ısı pompasının ve tüm sistemin ekserji verimlerinin literatürdeki ekserji verimleriyle karşılaştırılması.....	844
Çizelge 4.7. Mart ayında sistem elemanlarının ekserji verimleri ($T_0=18^\circ\text{C}$ için)	877
Çizelge 4.8. Mart ayında sistem elemanlarının ekserji verimleri ($T_0=25^\circ\text{C}$ için)	87
Çizelge 4.9. Mart ayında sistem elemanlarının ekserji kayıpları ($T_0=18^\circ\text{C}$ için).....	88
Çizelge 4.10. Mart ayında sistem elemanlarının ekserji kayıpları ($T_0=25^\circ\text{C}$ için).....	89
Çizelge 4.11. 20 Ocak ve 20 Şubat'ta AKSID olması ve olmaması durumunda ısı pompası ve tüm sistemin ekserji verimleri.....	90
Çizelge 4.12. 20 Ocak ve 20 Şubat'ta AKSID olması ve olmaması durumunda sistem elemanlarının ekserji verimleri	91
Çizelge 4.13. 25 Nisan 2010'da toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ekserji analiz sonuçları	92

1. GİRİŞ

Toplumların hayat standartları arttıkça endüstrileşmeye bağılı olarak enerji kullanım ve harcama miktarları da artmaktadır. Tüklenen enerji kaynakları bu ihtiyaca cevap verememektedir. Dünya nüfusunun kalabalıklaşması insanları hem temiz hem de yenilenebilen enerji kaynakları bulmaya, bu kaynakları da daha verimli kullanmaya itmiştir. Yenilenebilir enerji kaynağı olarak toprak, güneş, su ve havayı kullanan ısı pompası sistemleri, enerjinin daha verimli kullanılması ve atıl enerjinin yeniden kullanılabilmesinde göz önüne alınan en önemli sistem olarak gösterilebilir.

Enerji verimliliği uluslararası alanda rekabet gücü açısından çok fazla önem arz etmektedir. Özellikle sanayide verimliliği artırmak amacıyla enerji hesabı, yalıtım, güncel teknolojiler, hammadde özelliği, ürün çeşidi ve özelliği, iklim koşulları ve çevresel etkiler gibi alanlarda çalışmalar yapılmaktadır.

Buna ek olarak elektrik tüketimini azaltacak ve zaman kazandıracak uygulamalar da hayata geçirilmeye çalışılmaktadır. Bu çalışmalara talep yönetimi denmektedir. Talep yönetimi çalışmalarının üç şekli vardır. Bunlardan biri veya birkaçı bir arada kullanılabilir. İlk yöntem olan teknik önlemler; yüksek verimli aydınlatma, yüksek verimli motor ve soğutma sistemleri, yapı yalıtımı gibi alanları kapsar. Diğer yöntem olan bilgilendirmede, hazırlanan teknik belgeler aracılığıyla tüketicilerin bilgi noksanlığı giderilmeye çalışılmaktadır. Ayrıca enerji verimliliğiyle ilgilenen merkezlerde enerji isteminin azaltılması ile ilgili çalışmaları yönlendirip danışmanlık yapmak, eğitim kursları ve seminerler düzenleyip ve enerjiyi verimli tüketen elemanların kullanımını teşvik etmek için tanıtım konuları da bilgilendirme kapsamına girmektedir. Son yöntem, tarifelerde farklılaşmaya giderek tüketim şeklini değiştirmek ve kullanım zamanı veya miktarına göre fiyatlandırma yapmaktır. Bu yöntem en çok uygulanan yöntemdir (Ergen ve Yıldırım 1997).

Elektrik enerjisi ayrıca konutların ısıtılması ve soğutulması amacıyla kullanılmaktadır. Bu amaçla sıcak iklim bölgelerindeki evlerde hava kaynaklı ısı pompası sistemleri (HKIP) kullanımı ekonomik olmaktadırken soğuk iklim bölgelerinde, düşük dış ortam sıcaklıklarında HKIP'in performansı önemli oranda düştüğü için bu tür ısı pompalarının kullanımı sınırlıdır. Toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) sistemleri ise (jeotermal, yer veya yer ısı değiştiricisi sistemleri olarak da isimlendirilebilirler) ev ısıtma, ticari şekil ısıtma ve soğutma uygulamalarında alternatif enerji sistemleri olup toprağın iç sıcaklığının kararlılık arz etmesi ve soğuk iklimlerde performansını düşürmemesi sebebiyle enerji kullanımında daha iyi sonuçlar verdiği için son yirmi yıldır yaygın biçimde kullanılmaya başlanmıştır. Bu sebeplerden ötürü birçok ülkede TKIP kullanımı ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme endüstrisi (HVAC) tarafından desteklenmektedir.

ASHRAE, TKIP uygulamalarını jeotermal enerji kaynaklarının üç bölümünden biri olarak tarif etmiştir. Bu bölümler:

- 1- Yüksek sıcaklık (150°C 'den fazla) elektrik gücü üretimi,
- 2- Orta ve düşük sıcaklık (150°C 'den az) doğrudan kullanımlar,
- 3- TKIP uygulamaları (çoğunlukla 32°C 'den az) (ASHRAE 1989).

Diğer ısıtma sistemlerine oranla ısı pompalarının ilk yatırım maliyetleri daha fazladır. Ancak uzun vadede ısıtma giderlerinin daha az olması, kendini amorti etme süresi geçtiğinde bu sistemlerin tercih edilmesini cazip kılmaktadır. Yüksek ilk yatırım maliyetine karşın, ısı pompalarının kullanımı giderek artmaktadır. Isı pompaları ve klima sistemlerinin mekanik parçaları aynıdır. Bu sebeple bir yerin ısıtılma ve soğutulmasını ayrı ayrı sistemlerle sağlamak ekonomik olmaz. Aynı sistem kışın ısıtma, yazın da soğutma amacıyla kullanılabilir. Bu amaçla sisteme bir dönüştürme vanası koymak yeterlidir. Isı pompasının sahip olduğu bu özellik, diğer sistemlere göre önemli bir üstünlük sağlamasına sebep olmuştur (Çengel and Boles 1989).

Evlerdeki klimalar, buzdolapları, nem gidericiler ve dondurucular ısı pompası teknolojisinin ürünleridir. Buzdolabının içindekileri soğutup da arka yüzeyindeki borular

vasıtasıyla odayı ısıtmasına benzer vaziyette, ısı pompası sistemleri her iki yönde çalışabilir. Yani iç soğurken dış ısınacak, iç ısınırken dış soğuyacaktır.

Soğutma makinesinde soğutulmak istenen ortamdan çekilen ısı ile kompresörden akışkana aktarılan enerji, yoğuşturucudan (kondenserden) dış ortama verilmektedir. Bu demek oluyor ki soğutma devresindeki soğutma işlemi, buharlaştırıcının (evaporatörün) olduğu yerde sağlanmaktadır. Isı pompasında ise, dışarıya verilen ısı enerjisinden yararlanılmaktadır. Isı pompasındaki ısıtma işlemi, kondenserin olduğu yerde gerçekleşmekte olup soğutma devresinden tek farkı amacın başka olmasıdır (Dağsöz 1981).

1824 yılında Sadi Carnot ısı pompasının ilk basit prensibini öne sürmüştür. 26 yıl sonra 1850’de Lord Kelvin ısıtma amacıyla soğutma makinelerinin kullanılabileceği fikrini ortaya atmıştır. 19.yy’da gazların sıcaklık ve basınçlarının ayarlanarak değiştirilebileceğinin farkedilmesi ile dikkatler ısı enerjisinin daha yüksek sıcaklıklara pompalanması ihtimaline çevrilmiştir (Moser and Schnitzer 1985).

1852 yılında Lord Kelvin, topraktan ısı kaynağı olarak faydalanarak yararlı ısı veren bir makine yapmak amacıyla endüstri çağı başlamadan evvel çok fazla çaba göstermiştir. Buna karşın, bu makine hiçbir zaman yapılamamıştır. Fakat bu olaydan hemen hemen 75 yıl sonra yukarıda ifade edildiği üzere Haldane, Schttland’daki konutunu ısıtmak amacıyla bu prensibe göre çalışan bir makine kullanabilmiştir.

1930 yılında ilk ısı pompasını, İskoç Haldane yapmış ve daha sonra bu ısı pompasını konutunda kullanmaya başlamıştır. Haldane, kaynak olarak havayı tercih etmiş ve hava şartlarının elvermediği zamanlarda kaynağı su ile desteklemiştir. 1950’lerde ısı pompasına az da olsa merak artmış fakat petrol fiyatlarının gerilemesi, ısı pompasındaki birtakım işletim güçlüklerinden ötürü umulduğu kadar rağbet görememiştir.

1912’deki İsviçre patenti ile “Toprak Kaynaklı Isı Pompası”nın (TKIP) yararları ilk defa anlatılmıştır. Bu sistemin en eski uygulaması ise, 1930’dan bu yana çalışan,

Connecticut'daki Amerikan Ulusal Deprem araştırmaları binasıdır (Pratsch 1990). İlk ısı pompalarından birisi de 1938'de Zürih'te, ısı kaynağı olarak nehir suyu, iş yapan akışkan olarak R12 ve bir rotorlu kompresör kullanılan ısı pompasıdır. Bu ısı pompası Zürih belediye binasının ısıtılmasında kullanılmış olup 175kW ısıtma gücüne sahiptir ve de 60°C ısıtma yapabilecek biçimde tasarlanmıştır.

1940'larda, ısı kaynağı olarak toprağa gömülen metal serpantinler içinde salamura dolaştırılarak termodinamik yararı çarpıcı olarak gösterilmiştir. Serpantin korozyon sorunları, toprak serpantinlerini kullanışsız kılmış ve toprak kaynaklı ısı pompalarının gelişimini zorlaştırmıştır. İlerleyen zamanda, korozyon problemi plastik borular kullanılarak çözülmüş ve TKIP sistemleri üzerinde araştırmalar hız kazanmıştır (Couvillion 1985).

1940–50 arasında Amerika'da, toprak kaynaklı ısı pompasıyla ilgilenilmeye başlanmıştır. O zamanlar sisteme uygun boru materyalleri kısıtlı ve de doğalgaz maliyetleri düşük olduğu için TKIP'nin gelişimi azalma göstermiştir.

Konut ısıtılması amacıyla kullanılan ilk ısı pompalarından birisi de İngiltere'de Summer tarafından konutunda uygulanmıştır. Summer, ısı pompasının ısı kaynağı olarak atmosferi kullanmıştır. Birkaç yıllık süreçten sonra 1m derinlikteki topraktan su çekilmeye başlanmış, ardından sistemin performans katsayısı 2,8'lere ulaşmıştır. Sistem bugün hala aktivitesini korumaktadır. Isı pompası uygulamalarının bazılarında ise kilerden ısı çekilerek sıcak su elde edilmiştir. Böylelikle kilerde bulunan yiyeceklerin bozulması engellenmiş ve konutun sıcak su ihtiyacı karşılanmıştır. Isıyı depolamak amacıyla 136lt hacminde su tankları konmuş, kışın 0,7kW, biraz daha sıcak mevsimlerde ise 1,3kW gücünde ısıtma sağlanmıştır.

Oxford'da kurulmuş olan ısı pompası sisteminde ise, düşük sıcaklıktaki lağım suyu ısı kaynağı olarak kullanılmıştır. Sistemdeki kompresör 31kW'lık bir motor tarafından tahrik edilmiş, ortalama performans katsayısı ise hemen hemen 4 olarak bulunmuştur.

1950'li yıllarda, İngiltere ve Amerika'da konutlar için kullanılan ısı pompalarında kaynak olarak toprağın kullanımı konusunda çalışılmıştır. 1950–51 yılları arasında Baker, kış boyunca ortalama performans katsayısı 3'ü aşan, çift etkili kaynağı toprak olan bir ısı pompası üretmiştir. İkinci dünya savaşının etkisiyle yalnızca birkaç şehirde çoğunlukla tiyatro, restoran gibi yerlerde kullanılan ısıtma soğutma sistemleri, günümüzde ise hemen hemen her yerde kullanılmaktadır.

1973 yılındaki petrol ambargosu boyunca TKIP teknolojisi, İsviçre'de yeniden ilerleme kaydetmiştir. Bundan birkaç yıl sonra Oklohoma State University'de bir araştırma programı başlatılmış ve böylelikle TKIP teknolojisinin günümüze kadar gelişimi devam etmiştir.

Hughes *et al.* (1985) yalnızca 14 000 ısı pompasının (toprak kaynaklı) Amerika'da kurulduğunu tahmin etmektedir. Ayrıca 1988'de İsveç'te 134 000 TKIP'sının olduğu ifade edilmektedir (Sulatisky *et al.* 1991).

Hepbaşlı (1985) araştırmasında toprak-su ısı pompası sistemi (ısı kaynağı toprak olan) ile tek katlı, yeterli toprak alanı bulunan ve toprak ısı değiştiricilerinin yerleştirilmesine uygun bir konutun döşemeden ısıtma metoduyla ısıtılması üzerinde çalışma yapmıştır. Bu makalede hem dikey hem yatay toprak ısı değiştiricisi tasarlanmış ve de bu yöntemlerin birbirlerine olan üstünlükleri araştırılmıştır.

Kavanaugh, (1989) toprak kaynaklı ve su kaynaklı ısı pompalarının dizaynına yönelik esaslar üzerinde çalışmıştır. Amerika'nın güney iklimlerinde dikey TKIP'lerinin uygulanabilirliğini ve işletmedeki özelliklerini saptamak amacıyla çalışmalar yapmıştır. Bu maksatla Alabama'daki 150 m²'lik bir evde kurulan bir ısı pompasının ısıtma ve soğutma performansını araştırmıştır. Isı pompası sistemlerinin verimi ve güvenirliliğinin artırılması hususunda önerilerde bulunmuştur.

Ataman (1991), TKIP sisteminin dizaynı ve optimizasyonu hususunda bir çalışma yapmış, İstanbul Göztepe’de yapılmış olan bir evin ısı kaybı derece gün yöntemiyle hesaplanarak seçilen bir toprak kaynaklı ısı pompası ile ısıtılması üzerinde çalışmıştır.

Kaygusuz and Ayhan (1993), konut ısıtma amacıyla güneş kaynaklı ısı pompası sisteminin ekserji verimlerini deneysel olarak incelemiş, Trabzon’da kış ve ilkbahar aylarında tipik günler için deneysel sonuçlar elde etmişlerdir. Deneyle, Aralık, Ocak, Şubat, Mart ve Nisan ayı için açık gökyüzü şartlarında yapmış, ekserji verimlerini deneysel verileri kullanarak hesaplamış ve değişik sistemler arasında karşılaştırmalar yapmışlardır.

Healy and Ugursal (1997) çalışmalarında soğuk iklimlerde TKIP’nin ekonomik açıdan uygulanabilirliği ve performansını belirlemek amacıyla çeşitli sistem parametrelerinin toprak kaynaklı ısı pompalarının performansı üzerindeki etkisini bir bilgisayar modeli kullanarak incelemişlerdir. Sonuç olarak, TKIP’nin enerji kullanımı açısından yüksek verimleri sebebiyle, bilinen ısıtma ve soğutma sistemlerine iyi bir alternatif olarak gösterilebileceğini belirtmişler, ayrıca sistem parametrelerinin performans üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu ve toprak kaynaklı ısı pompalarının bilinen sistemlere göre ekonomik anlamda tercih edilebilir olduğu belirtmişlerdir.

Reyes *et al.* (1998) tarafından havayı ısıtmak için 4,5 m²’lik düzlemsel güneş kolektörünü evaporator olarak kullanan güneş kaynaklı ısı pompasının deneysel ve teorik olarak ekserji analizi yapılmıştır. Yapılan çalışmada ekserjetik verim, tüm sistem tersinmezliği ve teçhizatların tersinmezlikleri belirlenmiştir.

Petit and Meyer (1998), Johannesburg iklim şartlarında düşey TID’li TKIP ile HKIP’yi ekonomik açıdan karşılaştırmışlardır. Ek olarak en uygun sondaj deliği boyunu hesaplamışlardır. Aylık soğutma ve ısıtma kapasitelerini ve performans değerlerini hesaplayıp TKIP sisteminin HKIP sisteminden daha ekonomik olduğunu bulmuşlardır.

Oerder and Meyer (1998) resmi bir kurumda bulunan TKIP sisteminin hava kaynaklı ısı pompası sistemine olan üstünlüğünü incelemişlerdir. Sonuçta bu sistemin, geleneksel hava kaynaklı ısı pompasına düşük maliyetli bir alternatif olacağını göstermişlerdir.

Phetteplace and Sullivan (1998), soğutma kulesi ve toprak ısı değiştiricisinin birlikte kullanıldığı (böylelikle gereken toprak ısı değiştiricisi sayısının azaltıldığı) karma bir ısı pompası sisteminin soğutma ve ısıtma dönemlerinde performansını hesaplamışlardır. İki soğutma ve ısıtma dönemini kapsayan hemen hemen 22 aylık bir süre zarfında performans değerlendirmesi yapmışlardır. Böylece performansın iyileştiği sonucuna varmışlardır.

Piechowski (1999) yatay toprak ısı değiştiricisinin tasarımında daha doğru ve hesaplamalarının daha rahat yapılacağı simülasyonlar gerçekleştirmiş, bu bağlamda açık ve kapalı yöntemler kullanmış ve bu iki yöntemi birbiriyle kıyaslamıştır. Sonuç olarak kapalı yöntem ile çözümlemenin bu tarz uygulamalarda daha iyi bir yol olduğu sonucuna varmıştır.

Ersöz (2000) tarafından Ege Üniversitesi'nde dikey toprak ısı değiştiricili TKIP sistemi ile bir dersliğin soğutulması amacıyla bir çalışma yapılmıştır. Ayrıca ısıtma mevsimi için güneş kolektörünün etkisi, ısı pompası ve sistemin COP değerleri, depolama etkisi ile tüm sistemin total enerji tüketimi hesaplanmıştır. Bununla birlikte ekserji verimi ve depolama etkisi de değerlendirilmiştir.

Diz (2001), Minimum Enerjili Bina Tasarımı (Toprak Enerjisiyle) adlı yüksek lisans tezinde topraktaki ısı geçişini, sabit yüzey sıcaklığını esas alarak araştırmış, en uygun boru çapı, gömme derinliği ve akış hızını belirlemeye çabalamıştır. Toprak kaynaklı ısı pompasını hem soğutma hem de ısıtma amaçlı tasarlamıştır. Sistemin yatırım ve işletme maliyetlerini incelemiş, enerji tüketimi ve işletme giderlerini göz önüne alarak diğer bazı sistemlerle karşılaştırmıştır. Sonuçta sistemin ekonomik olarak kullanılabilir olduğunu göstermiştir.

Bilgen and Takahashi (2002) çalışmalarında, ısı pompası sistemlerinde ekserji analizini yapmışlar, ısı geçişi ve sürtünmeyle alakalı tersinmezlikleri araştırmışlardır. Ayrıca çeşitli sistem parametrelerinin bir fonksiyonu olarak birinci kanuna ve ekserji analizine dayalı performans katsayılarını ve verim ifadelerini çıkarmışlardır.

Badescu (2002), ana enerji kaynağı güneş olan ekolojik bir binanın ısıtma sistemi için bir model kurmuş ve ısı pompası sisteminin birinci ve ikinci kanun analizini yapmıştır. İkinci kanun analizi ile ekserji yok oluşlarının çoğunun yoğunlaşma ve sıkıştırma sırasında ortaya çıktığını göstermiştir.

Hepbasli *et al.* (2003) çalışmalarında, İzmir’de 65m²’lik bir odaya monte edilen, sondajla açılmış 50m’lik toprak kuyusuna gömülü U biçimindeki bir ısı değiştiricili TKIP’nin ısıtma performans katsayısını incelemişlerdir. Bununla beraber, sistemin performansını ve kuruluş maliyetine etki eden parametreleri belirlemişlerdir. Isı pompasının ve tüm sistemin ısıtma katsayısı tasarım değerleri yakın şartlarda çalışan diğer ısı pompaları ile karşılaştırılmış, düşük bulunmuş ve bunun başlıca nedenleri ayrıntılı olarak ele alınmış, performans iyileştirmeleri potansiyeli önerilmiştir.

Esen ve İnalli (2003), çalışmalarında Elazığ’ın iklim koşullarında bir evin TKIP ile ısıtılmasında performans analizi yapmışlardır. Bunun için Bin (Aralık) metodu kullanmışlardır. Toprak kaynaklı ısı pompası dizaynında kullanılan toprak sıcaklık ve özellikleri ile dış hava sıcaklıklarını, 1999-2000 ısıtma mevsimi için Elazığ ili Meteoroloji Bölge Müdürlüğü’nden almışlardır. Dizayn sırasında toprak kaynaklı ısı pompasının performansı değişik parametrelere bağlı olarak incelenmiş ve yatay döşenen toprak ısı değiştiricisinin boru boyu 256m olarak belirlenmiştir.

Inalli and Esen (2004) saha ısıtma için kullanılan yatay TKIP sisteminin deneysel termal performans değerlendirmesini yapmışlardır. Toprak kaynaklı ısı değiştiricisinin gömülü derinliği, alan ısıtması için kullanılan yatay toprak kaynaklı ısı pompasının performansında atık su ve su-antifriz solüsyonunun kütle akış oranı gibi parametrelerin etkilerini inlemişlerdir. Deneysel çalışma, 2002-2003 yıllarında ısıtma mevsiminde

Kasım-Nisan aylarında gerçekleştirilmiştir. Elazığ Fırat Üniversitesinde 16,24 m²'lik taban alanına sahip bir test odasına bağlı olan TKIP sistemi tasarlanmış ve kurulmuştur. Test odasının ısıtma ve soğutma yükleri tasarım koşullarında sırasıyla 2,5 ve 3,1 kW'tır. Farklı çukurlarda, 1-2m derinliklerde, yatay toprak ısı değiştiricisi sisteminin ortalama performans katsayısı sırasıyla 2,66 ve 2,81 olarak elde edilmiştir. Deneysel ölçümlerden elde edilen sonuçlar, yatay TKIP sistemlerini Elazığ iklim koşulları için kullanılabilirliğini göstermiştir.

Hepbasli and Akdemir (2004), 1986 yılında inşa edilen 3000 m² alana sahip Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde 65 m²'lik bir odada sondajla açılan 50 m'lik toprak kuyusuna gömülü U biçimindeki ısı değiştiricisi olan toprak kaynaklı bir ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Çalışılan odanın tasarım koşullarında ısıtma ve soğutma yükleri sırasıyla 3,8 ve 4,2 kW idi. Sistemi 2000 yılı mayıs ayında devreye almış ve performans testlerini yapmışlardır. Şubat 2001 yılında deneysel sonuçlardan elde edilen parametreler için toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin bileşenlerinin her birindeki sarfiyat ve bileşenler arası ekserji geçişi belirlenmiştir. Ayrıca çalışmada toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için ekserji şeması (Grassmann şeması) verilmiştir.

Bi *et al.* (2004) düşey helisel çift sarımlı toprak ısı değiştiricili güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası hususunda deneysel ve teorik olarak çalışma yapmışlardır. Çalışma ısıtma modunda yapılmış, güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemi dönüşümlü olarak kullanılmış, sonuçta güneş-toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin kullanılabilir olduğu belirlenmiştir.

Bi *et al.* (2005), kışın Çin'in Tianjin şehrinde güneş-toprak kaynaklı bir ısı pompası sistemi için toprak ve güneş kaynaklarının performansını incelenmişlerdir. Buradaki güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemi, düşey çift spiral sarımlı veya kangallı toprak ısı değiştiricisine sahip bir sistemdir. Elde edilen sonuçlar, güneş kolektörlerinin ve toprak ısı değiştiricisinin tasarım ve analizi için kullanılmıştır. Ayrıca, bölgede güneş-toprak kaynaklı ısı pompasının kullanım olanağı araştırılmış ve makul olduğu sonucuna varılmıştır.

Ozgener and Hepbasli (2005), İzmir Ege Üniversitesi bünyesinde bir sera evini ısıtmak amacıyla kurulmuş olan güneş-toprak kaynaklı ısı pompası sisteminde gerçekleştirdikleri deneysel çalışmalarında, toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performans karakteristiklerini incelemiştirlerdir. 31 Ocak 2014'ten 20 Mart 2014'e kadar ölçümler alınmıştır. Isı pompasının etkinlik katsayısının bulutlu bir günün sonunda 2 civarında, güneşli bir günün sonunda 3,13 civarında olduğu görülmüştür.

Ozgener and Hepbasli (2005), kurdukları 50 m boyunda ve 32 mm çapında düşey U-borulu toprak ısı değiştiricisine sahip güneş-toprak kaynaklı ısı pompası sistemindeki elemanların termodinamik kayıpları ve ekonomik maliyetlerini incelemiştirlerdir. Sistem, güneş kolektörünü içeren toprak bağlantı devresi (su antifriz devresi veya salamura devresi), soğutucu akışkan devresi (tersinir buhar sıkıştırırmalı çevrim) ve de sera ısıtması için kullanılan fan-coil devresi (su devresi) olmak üzere üç ayrı devreden oluşmuştur.

Ozgener and Hepbasli (2005) tarafından kurulan, 50 m boyunda ve 32 mm çapında düşey U-borulu toprak ısı değiştiricisini içeren güneş-toprak kaynaklı ısı pompası sera ısıtma sisteminin performans karakteristikleri incelenmiştir. Bu sistemin elemanlarının ekserji verimleri, her eleman için belirtilmiş olup yapılabilecek iyileştirmeler belirtilmiştir. TKIP ünitesi ve tüm sistemin ısıtma etkinlik katsayısı sırasıyla 2,64 ve 2,38 değerlerinde, ayrıca tüm sistemin ekserjetik verimi ise %67,7 değerinde bulunmuştur.

Ozgener and Hepbasli (2005), sera ısıtma amacıyla kurulan 50 m uzunluğunda ve 32 mm çapında düşey U-borulu toprak ısı değiştiricisini içeren güneş-toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performans karakteristikleri incelemiştirlerdir. Isıtma modunda alınan ölçümlerden hareketle, topraktan alınan ısı oranı ortalama 54,08 W/m (sondaj derinliği başına) ve ısıtma kapasitesi için gerekli sondaj kuyusu uzunluğunun 12,57m (kW başına) olduğu belirlenmiştir. Ayrıca ısı pompasının ısıtma etkinlik katsayısı bulutlu bir günde yaklaşık 2,13, güneşli bir günde ise 2,84 bulunmuş ve diğer zamanlarda ise bu değerler arasında değiştiği ifade edilmiş, sonuçta tüm sistemin performans katsayısının ısı pompasınınkinden %5-15 daha düşük olduğu vurgulanmıştır. Ayrıca çevre sıcaklığı çok

düşük olduğunda tek değerli merkezi ısıtma işletmesinin (diğer ısıtma sistemlerinden bağımsız) seranın toplam ısı kayıplarını karşılamayacağı belirtilmiştir.

Inalli and Esen (2005), sıcak ve kurak bir iklimde toprak kaynaklı bir ısı pompası sisteminin mevsimsel soğutma etkinliğini değerlendirmişlerdir. Çalışma Elazığ Fırat Üniversitesinde soğutma yükü tasarım şartlarında 3,1 kW olan bir test odasında 2 m derinliğe gömülü toprak kaynaklı bir ısı pompası kullanılarak yapılmıştır. Deneysel sonuçlar 2003 soğutma sezonunda Haziran- Eylül aylarında elde edilmiştir. Sistemin ortalama soğutma etkinlik katsayısı 2,01 bulunmuştur. Deneysel ölçümden bulunan sonuçlar, bu sistemin Elazığ'ın iklim şartları için olası en az maliyette güvenilir, eksiksiz ve verimli bir biçimde uygulanabileceğini göstermiştir.

Dikici vd (2006), evsel ısıtılma maksadıyla kurulan hava, güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin etkinlik karakteristiklerini araştırmışlar; enerji, ekserji ve ekonomi analizlerini yapmışlardır. Deney sistemini Elazığ'da Fırat Üniversitesi'nde 60 m²'lik bir odaya kurmuşlardır. Deneyleri, 2002-2003 yılları arasında Aralık-Mart ayları arasındaki ısıtma sezonunda yapmışlardır. Ayrıca hava, güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin her elemanı için ısıtma etkinlik katsayılarını hesaplamış ve birbirleriyle karşılaştırmışlardır.

Esen *et al.* (2006), Elazığ'da yatay TKIP sisteminin performans değerlendirmesini ve ekonomik analizini yapmışlardır. Deney sonuçları 2002-2003 ısıtma sezonunda, 7 Kasım 2002 ile 3 Mayıs 2003 arasında elde edilmiştir. TKIP sistemi, elektrik, kömür, fuel-oil, sıvı petrol gazı, doğal gaz ve petrol gibi bilinen ısıtma sistemleri ile karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak TKIP sisteminin bilinen ilk beş ısıtma yönteminden ekonomik açıdan daha iyi olduğu, ancak doğal gazlı sistem için bir alternatif olmadığı belirlenmiştir.

Ozgener and Hepbasli (2006), TKIP sistemlerinin sistem analizi ve performans değerlendirmesi amacıyla enerjik ve ekserjik modellemesini yapmışlardır. Bu analiz güneş destekli dikey ve yatay ısı pompası olmak üzere iki tür toprak kaynaklı ısı pompasını kapsamaktadır. Her iki TKIP sisteminin etkinliği de deneysel verilere dayanan

enerji ve ekserji analiz metotları kullanılarak değerlendirilmiştir. Enerji ve ekserji özellikleri ayrıca tablolar halinde sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar enerji ve ekserji açısından tartışılmıştır. Isı pompası performans katsayısı değerleri 3,12 ile 3,64 arasında, sistemin performans katsayısı 2,72 ile 3,43 arasında değişmiştir. Her iki sistem için ekserji verimlilik pik değerleri %80,7 ile %86,13 arasında değiştiği ifade edilmiştir.

Dikici and Akbulut (2008), evsel ısıtmada kullanılan güneş enerjisi destekli ısı pompası sisteminin etkinlik analizi ve enerji ve ekserji denklilikleri üstüne bir çalışma yapmışlardır. Sistem Elazığ Fırat Üniversitesi'nde, 60m² lik bir alanda kurulmuştur. Ocak 2003'te ısıtma mevsiminde veriler toplanmış, sistemin performans katsayısı 3,08 olarak saptanmıştır. Güneş toplayıcılarında ekserji kaybı 1,92kW; kondenser, evaporatör, kompresör ve güneş ısı değiştiricisi için ekserji verimleri hesaplanmıştır. Bunlar sırasıyla %83,7- %43,2- %42,1 ve %9,4'tür. Enerji ve ekserji analizleri sonucunda evaporatörde ekserji kayıpları azaldıkça COP değerinin yükseleceği görülmüştür.

Hepbasli (2007) tarafından, konut için dizayn edilmiş toprak kaynaklı ısı pompasının ve güneş enerjili sıcak su elde etme tankının ekserjetik modellemesi yapılmıştır. Ekserji COP sayıları TKIP ve tüm sistem için sırasıyla 0,245 ve 0,201 olarak elde edilmiştir.

Bakırcı vd (2007b) soğuk iklim yöresinde güneş-toprak kaynaklı ısı pompasının etkinliğini incelemek amacıyla deneysel bir sistem kurmuşlardır. Bu çalışmada, ısı pompasının evaporatörü, gündüzleri güneşten, geceleri ise topraktan olmak üzere iki ayrı kaynaktan ısı çekerek beslenmiştir. Deneylelerden elde ettikleri sonuçları, ısı pompası etkinlik katsayısını (COP) ve sistemin etkinlik katsayısını (COPs) hesaplamak amacıyla kullanmışlardır.

Esen *et al.* (2007), 1m ve 2m derinliğe gömülü iki yatay toprak ısı değiştiricisinin kullanıldığı TKIP sisteminin ısıtma sezonunda ekserji ve enerji verimlerini incelemişlerdir.

Esen *et al.* (2007) çalışmalarında, Elazığ'da yatay toprak ısı değiştiricisi olan bir ısı pompası sistemi kurmuş ve bunu test odasında deneysel olarak incelemişlerdir. Ayrıca sistemin sayısal analizini yapmış, sayısal analiz için sonlu farklar yaklaşımını kullanmışlardır.

Ozgener *et al.* (2007) güneş destekli düşey tip toprak kaynaklı ısı pompasını sera ısıtmada kullanmışlar, sistemin enerji ve ekserji analizlerini yaparak, çeşitli su giriş sıcaklıkları için sistemin performansını değerlendirmişlerdir. Sistemin enerji ve ekserji değerlerinin nasıl değiştiği, Ege Üniversitesi'ndeki Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde kurulu olan düzenek üzerinde gösterilmiştir. Yapılan ölçümler neticesinde Aralık 2003'ten Mart 2004'e kadar olan ısıtma sezonu içerisinde, ısı pompası cihazının COP değerinin 2,84 ve tüm sistemin COP değerlerinin ise 2,27 olduğu belirlenmiştir. En yüksek COP değerlerinin 7 Ocak 2004'te gerçekteştiği, değerlerinin ise cihaz ve tüm sistem için sırasıyla 3,14 ve 2,79 olduğu belirlenmiştir.

Ceylan *et al.* (2007) tarafından, kavak ve çam kerestelerini kurutmak maksadıyla kurulan bir ısı pompası sisteminin ekserji ve enerji analizi yapılmış ve bu sistemdeki enerji kullanımını ile kurutma işleminde esnasındaki ekserji kayıpları saptanmıştır. Bu araştırmada, kavak ve çam keresteler 24 saat esasına göre ısı pompalı kurutucuyla 0,15kg su /kg kuru madde, 1,28kg su /kg kuru madde, 0,60kg su /kg kuru madde nem içeriğinden kurutulmuştur.

Kara (2007) enerji analiz metodu ile kapalı çevrimli dikey toprak kaynaklı ısı pompasının deneysel performans değerlendirmesini yapmıştır. Bu deneysel çalışma Erzurum'da ısıtma modundaki toprak kaynaklı bir ısı pompasının performansını belirlemek için yapılmıştır. Soğutkan olarak R-134a kullanılan TKIP sistemde, iç çapı 16mm olan polietilen malzemeden yapılmış dikey U-borulu toprak ısı değiştiricisi (TID) kullanılmıştır. TID, 55m derinlik ve 203,2mm çaplı dikey bir sondaj borusuna yerleştirilmiştir. Tüm sisteminin ve ısı pompasının ısıtma modundaki ortalama performans katsayıları sırasıyla 2,09 ve 2,57 olarak hesaplanmıştır. Sondaj borusunun metredeki ısı çekme oranı 33,60W/m olarak belirlenmiştir.

Ozgener and Hepbasli (2007), çalışmalarında, sera ısıtması amacıyla kurulan güneş-toprak kaynaklı (toprak tarafında düşey U-borulu ısı değiştiricisinin bulunduğu) bir ısı pompası sisteminin ekserji ve enerji analizi yapılmıştır. Çalışmada çeşitli referans sıcaklıklarına ve su giriş sıcaklıklarına göre enerji ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Model hesaplamaları için toplanan gerçek termik veri $-0,69$ ile 25°C aralığındaki farklı referans sıcaklık değerlerinde kullanılmıştır.

Ma and Li (2007) tarafından, termodinamiğin ikinci kanununa dayalı olarak bir ısı pompası sisteminin ekserjetik modeli kurulmuştur. Çalışmada prototip bir ısı pompasının deneysel verileri kullanılarak orta değerdeki basınçların performansları üzerindeki etkileri analiz edilmiştir.

Bakirci vd (2007a) tarafından literatürde değişik bölgelerde ve değişik gayeler için güneş-toprak kaynaklı ısı pompaları üzerine yapılan çalışmalar araştırılmıştır. Sonuçta bu konudaki teorik ve deneysel çalışmaların, incelenen sistemlerin verimli ve kullanışlı olduklarını gösterdiği ifade edilmiştir. Ayrıca, bunların doğa dostu ve temiz enerji kaynaklarını kullanmaları açısından farklı iklim zonlarında kullanılmasına dönük çalışmaların yapılması ve desteklenmesi önerilmiştir.

Bakirci vd (2007b) güneş-toprak kaynaklı ısı pompasının etkinliğini incelemek amacıyla soğuk iklim bölgesinde bir deney sistemi kurmuşlardır. Sistem, 8 düzlemsel güneş toplayıcısı, sıvı-sıvı prensibine göre çalışan buhar sıkıştırımlı bir ısı pompası, 53 m derinlikte gömülü U-borulu bir toprak ısı değiştiricisi, bir ısıtma ünitesi, sirkülasyon pompalarıyla ölçüm ve kontrol elemanlarından oluşmaktadır. Çalışmada, ısı pompasının evaporatörü, gündüzleri güneşten geceleri topraktan ısı alarak beslenmiştir. Elde edilen deneysel veriler, ısı pompası (COP) ve tüm sistemin (COPs) performans katsayılarını hesaplamak amacıyla kullanılmıştır.

Bakirci vd (2007c) çalışmalarında, Erzurum ilinde güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Sistemdeki en yüksek kaynak sıcaklığı öğle saatlerinde 25°C civarında elde edilmiştir. Tüm gün boyunca sisteme

verilen kaynak sıcaklığına bağılı olarak kondenserden çıkan su sıcaklıklarının, 42 ila 58°C arasında değiştiği gözlemlenmiştir. Deneylelerden elde edilen sonuçlara göre, günlük toplam toplayıcı verimi 0,43 olarak bulunmuştur. Isı pompasının (COP) ve tüm sistemin (COPS) günlük ortalama etkinlik katsayısı sırasıyla 3,64 ve 3,25 olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak, güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin geleneksel ısıtma sistemlerine bir alternatif olarak uygulanabileceği ifade edilmiştir.

Akpınar and Hepbaslı (2007) yaptıkları çalışmada, gerçek işletme verilerine dayanan Türkiye’de kurulan iki tip toprak kaynaklı ısı pompasının (düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynakları araştırmak için yapılan TKIP’lerin ve dikey toprak ısı değiştiricili TKIP’lerin) ekserjetik performans değerlendirmesinden bahsetmişlerdir. Analizde, modelleme amaçlı düşünölen bu iki tip toprak kaynaklı ısı pompası sistemine uygulanan dört denge (kütleye, enerji, entropi ve ekserji) denklemi bir tablo şeklinde verilmiştir.

Dikici and Akbulut (2008), çalışmalarında güneş enerjisini kullanarak çalışan bir ısı pompası sistemini deneysel açıdan incelemiş, sistemin ekserji ve enerji analizini yapmışlardır. Güneş kolektörünün ekserji kaybı 1,92kW olduğu, sistemin performans katsayısı ise 3,08 olarak bulunmuştur.

Bakırcı vd (2009a) ısıtma amaçlı güneş enerjisi kaynaklı bir ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Güneş kaynaklı ısı pompası sistemi, Erzurum Atatürk Üniversitesi Mühendislik Faköltesi Enerji Laboratuvarında kurulmuş ve deneyler 2008 Ocak ayında ısıtma sezonunda yapılmıştır. Deneysel veriler kullanılarak ısı pompası ve sistemin performans katsayıları ve ekserjetik verimleri hesaplanmıştır. Isı pompasının ve tüm sistemin ortalama etkinlik katsayıları sırasıyla 4,2 ve 3,6 olarak, ekserji verimleri de ortalama %44,3 ve %6,8 olarak hesaplanmıştır.

Bakırcı vd (2009b) tarafından yapılan bir çalışmada, ısıtma sezonunun en soğuk aylardan biri olan Aralık (2007) ayında yapılan deneyler kullanılarak güneş-toprak kaynaklı bir ısı pompası sistemi için ekserji analizi hesaplanmıştır. Sırasıyla ısı pompasının ve tüm sistemin ekserjetik verimleri %63 ve %29 değerinde bulunmuştur.

Bi *et al.* (2009), binaların hem soğutma hem ısıtma modları için, toprağı kaynak olarak kullanan bir ısı pompası sisteminin kapsamlı ekserji analizini yapmışlardır. Çalışmalarında TKIP sisteminin binaların ısıtma modunda enerji kaybının soğutma modundaki enerji kaybından daha büyük olduğu, tüm sistemin ekserji verimliliğinin hem ısıtma hem de soğutma modunda bileşenlerinden daha düşük olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Lohani and Schmidt (2010) çalışmalarında bir bina ısıtma sistemi için fosil bitki, toprak ve hava kaynaklı ısı pompalarının enerji ve ekserji analizlerini karşılaştırmışlardır. Enerji ve ekserji akış analizi sonucu toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin, fosil bitki (konvansiyonel sistem) ve hava kaynaklı olan diğer tüm toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerine göre performansının daha iyi olduğunu göstermiştir.

Lohani (2010) çalışmasında iki farklı ölü hal sıcaklığı için fosil bitki, toprak ve hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin enerji ve ekserji analizini ele almıştır. İki farklı ölü hal sıcaklığında enerji ve ekserji akış analizi sonucu toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin, fosil bitki (konvansiyonel sistem) ve hava kaynaklı olan diğer tüm toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerine göre performansının daha iyi olduğunu göstermiştir.

Onan *et al.* (2010), çalışmalarında Mardin’de villa uygulamalarında saatlik olarak güneş destekli absorpsiyonlu bir soğutma sisteminin ekserji analizini yapmışlardır. Jeneratördeki ekserji kaybının %5 ila %8 arasında değişirken kollektördeki ekserji kaybının %10 ila %70 arasında değiştiği sonucuna varmışlardır.

Jeon *et al.* (2010), bir binada bir toprak kaynaklı ısı pompası ve sıkıştırılmalı su soğutma grubunun bileşiminden oluşan hibrit bir soğutma sisteminin performans değerlendirmesini yapmışlardır. Ayrıca, bir binadaki hibrid soğutma sistemi EnergyPlus kullanılarak çok yönlü bir biçimde modellenmiş, çeşitli soğutma yüklerinde ölçülmüş, sonra ölçülen veriler ile modelleme doğrulanmıştır.

Daghigh *et al.* (2010) çalışmalarında, tarım ve deniz ürünlerini kurutmak amacıyla güneş destekli ısı pompası kurutma sistemlerini incelemişler, güneş enerjili ısı pompasının ve güneş destekli kimyasal ve toprak kaynaklı ısı pompasının kurutma sistemlerindeki gelişmeleri üzerinde çalışmalar yapmışlardır.

Yu *et al.* (2010), kışın toprak kaynaklı ısı pompaları ile çalışan sabit sıcaklık ve sabit nemli klima sisteminin performans ve tasarımını yapmışlardır. Uzun süre çalışan toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ardından toprağın sıcaklığı değişimini araştırmak amacıyla simülasyon yapılmıştır.

Bakirci *et al.* (2011) çalışmalarında, ısıtma uygulamaları için dikey kapalı döngülü bir güneş-toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin etkinlik değerlendirmesi amacıyla enerji analizini gerçekleştirmişlerdir. Güneş kolektörleri, toprak ısı değiştiricisi, sıvıdan sıvıya buhar sıkıştırımlı toprak kaynaklı ısı pompası, su sirkülasyon pompaları ve çeşitli ölçüm cihazlarından oluşan deney düzeneği, soğuk iklime sahip Erzurum ilinde kurulmuştur. Deneyler 2008-2009 yılları ocak ayından mayıs ayına kadar gerçekleştirilmiştir. Isı pompasının ve sisteminin performans katsayısı, sırasıyla 3,0-3,4 ve 2,7-3,0 aralığında olduğu bulunmuştur. Bu çalışmada soğuk iklim bölgesi olan Erzurum'da bu sistemin kullanılabilmesini ve çevreden serbest enerji kullanımı yoluyla yakıt tüketim maliyetlerinin, aynı anda fosil yakıtlara bağımlılığın da azalacağını göstermiştir.

Zhai *et al.* (2011), toprak kaynaklı bir ısı pompası sistemi tasarlamış ve Şangay'da Minhang arşivlerinde inşa etmişlerdir. Sistem, her biri 500 kW nominal soğutma kapasitesine ve 80 m derinlikteki 280 sondaja sahip iki ısı pompasından oluşmaktadır. Arşiv binalarında yaygın olarak kullanılan hava kaynaklı ısı pompası sistemiyle karşılaştırıldığında, toprak kaynaklı bir ısı pompası sisteminin işletim maliyeti %55,8 oranında daha azdır ve geri ödeme süresi yaklaşık iki yıldır. Ayrıca, Çin'in farklı iklim bölgelerine karşılık gelen toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin uygulamaları analiz edilmiştir.

Corberan *et al.* (2011) çalışmalarında Akdeniz ikliminde bulunan kurumsal bir yapının ısıtma ve soğutma durumlarında uygulanan entegre bir TKIP sisteminin yarı kararlı durum performansını açıklayabilecek matematiksel bir model geliştirmişlerdir.

Benli (2011) çalışmasında bir latent ısı termal depolama tankı olan toprak kaynaklı bir ısı pompası ısıtma sisteminin tasarımını yapmış ve termal enerji depolama performansını araştırmıştır.

Lubis *et al.* (2011), bir karma jeotermal ısı pompası sisteminin termodinamik analizini yapmış; kütle, enerji ve ekserji dengesini ısı geri kazanım birimi olan bir soğutma kulesine sahip sisteme uygulamış ve sistem performans performansı ve ekserji verimliliği katsayısı açısından değerlendirmişlerdir. İlgili ekserji verimi %63,4 iken genel sistemin ısıtma durumunda performans katsayısı 5,34 olarak bulunmuştur. Sonuçta, hibrit jeotermal ısı pompası sistemlerinin performansının hava kaynaklı ısı pompalarınınkinden üstün olduğunu göstermiştir.

Karabacak *et al.* (2011), Pamukkale Üniversitesine toprak kaynaklı bir ısı pompası sistemi kurmuşlardır. 2008 soğutma sezonunda, ısı pompasının ve sistemin performans katsayısı sırasıyla 3,1-4,8 ve 2,1-3,1 aralığında olduğunu tespit etmişlerdir.

Ozcan *et al.* (2011), heksafloroetan (R116), okta-floropropan (R218) ve oktaflüorosiklobütanı (RC318) jeotermal ısı pompalarında kullanılan geleneksel soğutuculara alternatif olarak seçerek çalışmışlardır. Sonuç olarak R116'nın seçilen BZT sıvıları içinde %68 ile en yüksek ekserji verimine sahip olan sıvı olduğu görülmüştür.

Fei *et al.* (2012), çalışmalarında toprak su kaynaklı ısı pompası sisteminin etkinlik özelliklerini incelemek için enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Sistem Çin'in Vuhan kentinde bir apartmana kurulmuştur. Bir yıl süresince, sistemin çeşitli işletim parametreleri izlenmiştir. Sistemin bileşenleri arasında deneysel sonuçlardan elde edilen ortalama ölçülen parametreler için ekserji geçişleri ve yıkımları belirlenmiştir. Etkisiz bilgiler tespit edilmiş, düşük ilk sıcaklığın etkili enerji tasarrufu sağladığı görülmüştür.

Coskun *et al.* (2012) çalışmalarında jeotermal bölge ısıtma sistemlerinin veriminin geliştirilmesi için yeni bir hibrit sistem önermişlerdir. Bu hibrit sistem hem evsel sıcak su temini hem de ısıtma amaçlı kullanılan sudan suya jeotermal ısı pompasından ve elektrik üretimine dayalı biyogazdan oluşur. Çalışmalarını Edremit'te gerçekleştirmişlerdir.

Kizilkan *et al.* (2012), soğutma mevsimi için bir sondaj termal enerji depolama sisteminin ekserji analizini yapmışlardır. Kanada'nın Oshawa kentindeki Ontario Institute of Technology Üniversitesinde yapılan çalışmayla her sistem bileşeni ve genel sistemin ekserji yıkım oranları hesaplanmıştır. Kondenser ve evaporatör sıcaklığının sistemin ekserjetik performansı üzerinde güçlü etkilere sahip olduğu bulunmuştur. Genel sistemin ekserji verimliliği ise maksimum %62 olarak belirlenmiştir.

Ally *et al.* (2013) çalışmalarında simülasyon çalışma koşullarında işletilen 345 m²'lik bir araştırma evinde sıcak su ihtiyacını karşılayan bir 5,275kW (1,5 ton) su-toprak kaynaklı ısı pompası analizini yapmışlardır. Bu çalışma, Building America Research Benchmark Definition sıcak su kullanımı protokolü gereğince yaşayan ortalama bir Amerikalı hane halkının alışkanlıkları ve enerji tüketimi üzerindeki etkisini tespit amaçlı yapılmıştır. Enerji ve ekserji analizleri, sistem verimliliği ve enerji kaybının ana nedeni olan tersinmezlik kaynakları hakkında fikir vermektedir.

Wu *et al.* (2013) tarafından tipik şehirlerde toprak kaynaklı elektrikli ısı pompası ve toprak kaynaklı soğurmalı ısı pompası uygulamaları, termal denge, toprak sıcaklık değişimi ve enerji verimliliğine dayalı olarak karşılaştırmalı bir şekilde analiz edilmiştir. Sonuç olarak, termal dengenin şiddetli soğuk şehirlerde işlemin 10 yıl sonrasında dahi toprak sıcaklığında belirgin azalma olmadan, toprak kaynaklı soğurmalı ısı pompası tarafından korunduğu görülmüş ve toprak kaynaklı soğurmalı ısı pompasının birincil enerji verimliliğinin toprak kaynaklı elektrikli ısı pompasınınkinden daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

Hepbasli (2013), çalışmasında kapalı döngü durumunda toprak-boru-hava ısı eşanjörleri ile sera ısıtma sistemlerinin performansını değerlendirmiş, modelleme ve analizini

yapmıştır. Tüm toprak-boru-hava ısı eşanjörü sisteminin ekserji verimliliğinin 0°C-18°C referans ortam sıcaklığının artışı ile %19,18'den %0,77'ye kadar azaldığını tespit etmiştir.

Abusoglu and Sedeeq (2013) çalışmalarında, Türkiye'de konut yapı sektöründe yaygın olarak kullanılan üç ısıtma sisteminin, enerjrik ekserjetik ve çevresel performansını ve exergoenvironmental analizini ele almıştır. Bu üç sistem, geleneksel kömür kazanı, yoğunmalı doğalgaz kombi ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemidir. Sonuç olarak, termodinamik açıdan verimli bir sistem kullanmak çevre açısından avantaj olmayabildiğini, Türkiye'de ısıtma amacıyla artık kömür değil doğalgazın kullanılması gerektiğini vurguluyor.

Sun *et al.* (2013) çalışmalarında, çok fonksiyonlu bir ısı pompası sisteminin termal dinamik analizini geleneksel bir ısı pompası klima sistemi ile karşılaştırarak yapmışlardır. Sistem performansı üzerindeki bileşenler, parametrelerin etkilerini, çalışma koşullarını ve çalışma modları incelemek için farklı sistemlerin enerji ve ekserji verimleri hesaplanmış ve optimize edilmiştir.

Li and Lai (2013), ısı transferi ve akışkanlar mekaniği, bilgisini gerektiren entropi üretimi minimizasyon yöntemi ile tek bir U-tüplü sondaj toprak ısı değiştiricisinin termodinamik performansını incelemişler, birinci ve ikinci kanun analizini yapmışlardır.

Ozturk (2014) çalışmasında, fotovoltaik-termal (PV/T) toplayıcı olarak çalışan evaporatöre sahip kombine bir TKIP'nin enerji ve ekserji verimliliğini analiz etmeyi ve verimsizlik yerlerinin tespitini amaçlamıştır.

Sivasakthivel *et al.* (2014), alan ısıtma ve soğutma için Taguchi metodu ve yarar kavramını kullanarak toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin işletim parametrelerinin optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Alan ısıtma uygulamalarında toprak kaynaklı ısı pompası kullanılırken verimli bir termodinamik süreç için ısı pompasının performans katsayısı düşürülerek sisteme giren elektrik azaltılabilir ancak ısıtma ve soğutma

modlarında ısı pompasının performans katsayıları farklı olacağı için performans katsayısının optimum bir değerini bulmak gerekir. Bu amaçla yapılan çalışmada sadece ısıtma veya sadece soğutma işletimi için bu parametrelerin optimizasyonu bir L9 (34) ortogonal dizi ile parametrelerin üç seviyeli varyasyonları için Taguchi yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Bu analize dayanarak, sadece ısıtma için maksimum COP ve sadece soğutma işlemi sırasıyla 4,25 ve 3,32 olarak elde edilmiştir. Yarar kavramı kullanılarak hem ısıtma ve soğutma modları için elde edilen daha yüksek değerlerdeki performans katsayısından ısıtma ve soğutma modları için tek bir optimum COP elde etmek için çalışılmıştır. Bu tek optimum COP değeri hem yerden ısıtma ve soğutma işlemleri için 3,92 olarak elde edilmiştir.

Retkowski and Thöming (2014), doğrusal olmayan tamsayı programlama yöntemiyle dikey TKIP sistemlerinin dizaynı ve termoekonomik iyileştirilmesi hususunda çalışma yapmışlardır. Elde edilen matematiksel model, optimum ekipman tasarlamak için hem ekonomik hem de ekolojik tahminleri, toplam yıllık maliyetleri ve performans katsayısının hesaplanmasını içerir.

Zhu *et al.* (2014), çeşitli ısıtma ve soğutma depolama teknolojileri de dahil olmak üzere, termal enerji depolama sistemleri ile entegre toprak kaynaklı ısı pompası uygulamalarını yeniden gözden geçirmişlerdir. Bu sistemlerde çalışmaların güneş kolektörleri, buz deposu, toprak, su tankı ve faz değişim malzemeleri (PCM) ile entegre toprak kaynaklı ısı pompası olmak üzere beş gruba ayrıldığını göstermişlerdir.

Carli *et al.* (2014) çalışmalarında ılıman iklim içinde bir ısıtma ve soğutma bölgesinde kapalı döngülü toprak kaynaklı ısı pompasının enerjik ve ekonomik yönlerini incelemişlerdir. Geleneksel sistemleri ile karşılaştırıldığında toprak kaynaklı ısı pompasının kullanımıyla birincil enerji tüketiminin %50-80 aralığında azalabileceği sonucuna varmışlardır.

Lia *et al.* (2014), serin ve sıcak ekserji kavramlarıyla toprak kaynaklı ısı pompası ve hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin teorik analizi konusunda çalışmışlardır. Sonuçta

kompresörün toplam ekserji girdileri arasında en fazla ekserji girdisi gerektiren olduğu ve soğutucu döngüsündeki ekserji tüketiminin en yüksek olduğunu göstermişlerdir.

Fannou *et al.* (2014), Montreal Termal Teknoloji Merkezi'nde kurulu bir doğrudan genleşme jeotermal ısı pompasının deneysel bir analizini yapmışlardır. Ev ısıtma kaynağı olarak doğrudan genleşmeli ısı pompası ve elektriğin kullanımı arasında yapılan karşılaştırma, doğrudan genleşmeli ısı pompasının elektrikten yaklaşık %70 tasarruf sağladığını göstermiştir.

Kim *et al.* (2014), sıcak ve nemli bir iklimde merkezi soğutma ve havalandırma sistemleri ile karşılaştırılan gelişmiş merkezi olmayan havalandırma sistemlerinin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Singapur'da bir ofis binasına bir ısı pompası soğutma sistemi uygulanmıştır. Modelin soğutma yük kapasitesi ölçülen soğutma yükü kapasitesine göre sayısal hesaplamalar yoluyla yapılan yeni havalandırma sisteminin enerji ve ekserji analizi ve bina enerji simülasyon yazılımı "TRNSYS" kullanılarak simüle edilmiştir. Araştırma, sıcak ve nemli iklime uyumlu olan merkezi olmayan yeni havalandırma sistemi, merkezi tüm havalandırma sistemi ve merkezi klima santrali sistemi ile soğutulmuş tavana göre daha iyi bir performans sergilediğini ortaya koymuştur.

Sivaskthivel *et al.* (2014), toprak kaynaklı ısı pompası teknolojisinin, enerji talebini azaltmak ve aynı zamanda çevreyi kurtarmak için Hindistan'a ne derecede yardımcı olabileceğini değerlendirmek için Hindistan'da toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji ve CO₂ tasarrufu potansiyeli üzerinde çalışmışlardır. Sonuç olarak kullanılan toprak kaynaklı ısı pompası teknolojisi ile Hindistan'ın yılda en az 1 639-18 700 GW elektrik ve 1,3-14,2 milyon ton CO₂ emisyonunun tasarruf edilebileceğini tahmin etmişlerdir.

Qi *et al.* (2014), tüm dünyada hibrit enerji sistemli TKIP'nin ilerlemesi ve Çin'deki hibrit toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin gelişimi üzerinde çalışmışlardır.

Choi *et al.* (2014), bir sera için sıcaklık dağılımı ve toprağa bağlı çoklu ısı pompası sistemlerinin performansını değerlendirmişlerdir. Sonuçta, seraya toprağa bağlı çoklu ısı pompası sistemi uygulanarak enerji tasarrufunu en üst düzeye çıkarmak için toprak sirkülasyon akış hızı kontrol algoritması geliştirilmesi gerektiği öne sürülmüştür.

Naili *et al.* (2015), Tunus'un sıcak iklim şartları için yatay toprak ısı değiştiricisinin (YTID) enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Çalışmada, çeşitli derinliklerdeki toprak sıcaklıkları ölçülmüş, toplam ısı transfer katsayısı hesaplanmış ve ısı değişim oranı belirlenmiştir. Ayrıca, YTID uzunluğu ve çapı ile dolaşım suyunun kütleli debisi analitik olarak incelenmiştir. Enerji ve ekserji verimleri, sırasıyla %12-52 ve %12-36 aralığında bulunmuştur. TID sisteminin, 12m² yüzey alanına sahip bir test odası için toplam soğutma ihtiyacının %65'ini sağladığı ifade edilmiştir.

Ally *et al.* (2015), simülasyon çalışma koşullarında evsel su ısıtma amaçlı kullanılan dikey borulu bir toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Sonuç olarak, sıcak kullanım suyu üretmek için gerekli enerjinin %68-76'sının yenilenebilir bir enerji kaynağı olan toprak kaynaklı ısı pompasından sağlanabileceği gösterilmiştir.

Nejad *et al.* (2015) tarafından karbondioksitli (CO₂) direkt genleşmeli toprak kaynaklı ısı pompasının detaylı simülasyonları için teorik bir yarı-geçici model geliştirilmiştir. Sonuçlar optimum tasarımın (referans) toplam sondaj uzunluğunun %25 artmasının yıllık toplam enerji tüketimini sadece %6 oranında azalttığını göstermiştir. Ancak, referans durumunda toplam sondaj uzunluğunun %25 azaltılması yıllık toplam enerji tüketimini %10 oranında artırdığı gözlenmiştir.

Yan *et al.* (2016), çalışmalarında hava kaynaklı ısı pompası su ısıtıcı uygulaması için güneş enerjili ejektör sıkıştırma ısı pompası döngüsünü (SEHPC) sunmuşlardır. Soğutucu akışkan olarak R134a ve R1234yf kullanılarak SEHPC'nin performans özelliklerine ilişkin termodinamik araştırmalar, enerjik ve eksejetik yöntemlerle gerçekleştirmişler ve

konvansiyonel sıkıştırma ısı pompası çevrimi (CHPC) ile karşılaştırmalı analizler yapmışlardır.

Menberg *et al.* (2017), mevcut bir binanın hibrit ısıtma ve soğutma sisteminde her alt sistem için, soğuk ve ılık ekserji konseptini uygulayarak termodinamik bir model geliştirmişlerdir. Enerji analizinin aksine, ekserji analizinin, farklı enerji akışlarının kalitesinin değerlendirilmesine izin verdiğini söylemişlerdir. Ekserji analiz yöntemleri çeşitli geleneksel ve yenilenebilir enerji tedarik sistemlerine uygulanmış olsa da, ek bir kazanlı hibrit toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin ekserji akışları ve ekserji verimliliği ile ilgili hala bilgi eksikliği olduğunu dile getirmişlerdir.

Wu *et al.* (2018), çalışmalarında atık ısı geri kazanımlı R1234ze (Z) ısı pompası sistemi, bir CO₂ transkritik ısı pompası çevrimi ve bir R1234ze (Z) alt kritik ısı pompası çevrimi ile birleştirilmiş bir hibrit kaynaklı ısı pompası sistemini incelemişlerdir. Önerilen hibrit kaynaklı ısı pompasının ve tek kaynaklı ısı pompalı sistemlerin sistem performansını karşılaştırmak için, her bir sistem için termal karakteristikleri araştırmışlardır. Sistemin ekserji verimliliği, CO₂ deşarj basıncı göreceli olarak sabit bir seviyeye ulaşmadan önce arttıkça arttığı gözlenmiştir. Tek kaynaklı ısı pompasına kıyasla hem sistem COP hem de ekserji verimliliği, 100°C yoğuşma sıcaklığında %24,8 ve %27,2 oranında geliştirilmiştir.

Li *et al.* (2018), çalışmalarında düşük ortam sıcaklığı altındaki bir hava kaynaklı ısı pompası devresinin performansını arttırmak için, bir ejektör alt döngüsü ve bir buhar sıkıştırma alt döngüsü içeren güneş enerjili ejektör kaskadlı (site veya çok katlı binalardaki merkezi ısıtma sistemi) bir ısı pompası devrini incelemişlerdir. Enerji ve ekserji modelleri, ejektör alt döngüsünün bir çalışma akışkanı olarak R134a, R1234yf veya R141b'yi aldığı ve buhar sıkıştırma alt döngüsünde bir soğutucu akışkan olarak R1234yf'yi kullanan kaskad döngüsünde analizler yapmak için geliştirilmiştir. Ekserji analizi, güneş kolektörü-jeneratörü, ejektör, kompresör ve buhar sıkıştırma alt döngüsündeki genişleme valfi tahribatının diğer bileşenlerden çok daha büyük olduğunu göstermiştir. Dolayısıyla, bu bileşenlerde çeşitli kayıpların azaltılmasının, kaskad

sisteminin performansını ve ekserji verimliliğini arttırmada kilit görevler olduğu sonucuna varmışlardır.

Habibi and Hakkaki Fard (2019) çalışmalarında dört farklı tipte ısı pompası sisteminin uzun vadeli enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Bu dört tip, Hava Kaynaklı Isı Pompası (ASHP), Toprak Kaynaklı Isı Pompası (GSHP), Yatay Yeraltı Suyu Eşanjörlü (HGWHE) Toprak Kaynaklı Isı Pompası ve Dikey Yeraltı Suyu Isı Eşanjörlü (VGWHE) Toprak Kaynaklı Isı Pompasıdır. Tüm sistemler bir konut binasının mekân soğutması ve ısıtılması için kullanılmıştır. Ekserji verimliliği, otuz yıllık bir çalışma süresi boyunca değerlendirilmiş ve karşılaştırılmıştır. En iyi sonuçları sırasıyla HGWHE’li GSHP, GAHE’li ASHP ve ASHP vermiştir.

Byrne and Ghouhali (2019), eş zamanlı ısıtma ve soğutma (HPS) için bir hava kaynaklı ısı pompası konseptinin gelişimini sunmaktadır. Isı pompası eş zamanlı olarak toplu konut binaları, oteller veya çok camlı ofis binaları için ısıtma ve soğutma enerjisi üretebilir. Eşzamanlı modda, soğuk sudan alınan ısı sayesinde sıcak su üretilir. Bu nedenle daha soğuk hale gelir. Bu modun ekserji veriminin daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir.

Pitarch *et al.* (2019), ısı kaynağının ve kuyunun sabit sıcaklıkta olmadığını göz önünde bulundurarak her bir ısı pompası bileşeninin (kondenser, evaporatör, genleşme valfi ve kompresör) ekserji analizini yapmışlardır. Bu analize dayalı olarak dış koşulların bir fonksiyonu olarak alt soğutma ve aşırı ısıtma gibi çevrim parametrelerinin optimizasyonu yapılmıştır. Ek olarak, sistemin tersinmezliğinde daha yüksek etkiye sahip bileşenlerin, ikincil akışkanların sıcaklık artışına büyük ölçüde bağlı olduğu ortaya konmuştur. Son olarak, elde edilen sonuçlar, sistem optimum alt soğutma ve aşırı ısıtmada çalışabiliyorsa, verimde %23'e varan oranda potansiyel iyileştirmeler olduğunu göstermektedir.

Bu çalışmada, Türkiye'nin soğuk iklim bölgelerinden biri olan Erzurum ilinde dikey toprak ısı değiştiricili ısı pompasının ekserji analizi yapılmıştır. 53 m derinliğinde açılmış olan kuyuya U şeklinde yerleştirilen dikey tip toprak ısı değiştirici (TID) kullanılmıştır.

Deneysel alışma 2009-2010 ısıtma sezonunun Aralık, Ocak, şubat, Mart ve Nisan aylarında yapılmış, elde edilen veriler ışığında sistem elemanlarının ve tüm sistemin ekserji analizi yapılmıştır.



2. KURAMSAL TEMELLER

2.1. Isı Pompaları

Isı pompaları ve soğutma makinaları termodinamik olarak aynıdır. İki makina da sıcaklığı düşük bir ortamdan ısı çekilerek daha yüksek sıcaklıkta ortama ısı verilmesi ve bu işlemin gerçekleşmesi içinde sisteme dışarıdan iş verilmesi prensibiyle çalışır. Eğer kullanım amacı, bir yerin çevre sıcaklığı altında tutulmasıysa soğutma makinesi, bir yerin çevre sıcaklığı üzerinde tutulmasıysa ısı pompası adını almaktadır.

Termodinamiğin II. Kanunu, düşük sıcaklıklardan yüksek sıcaklıklara ısı transfer edebilmek için yardımcı bir enerji kaynağına gerek duyulduğunu ifade eder. Mekanik olarak yahut da elektrik enerjisi şeklinde bu enerji ihtiyacı karşılanabilir. Ayrıca, ısı enerjisi şeklinde de bu ihtiyaca cevap verilebilmektedir.

Özetle; düşük sıcaklıktaki bir yerde bulunan atıl ısıyı kullanılabilir kılmak üzere daha yüksek sıcaklıktaki bir yere pompalayan ve bu işi yapmak için pompaladığı ısıya göre daha az (%20-25'i kadar) mekanik iş harcayan sisteme ısı pompası adı verilir. Bu durumda sanayi tesislerindeki düşük sıcaklıktaki büyük miktarlardaki atık enerjinin kullanılabilir hale getirilebilmesinde ısı pompaları büyük kolaylık ve bu da önemli ölçüde enerji tasarrufu sağlayacaktır. Gereken koşullar sağlanırsa büyük miktarlarda enerji küçük maliyetlerle kullanıma kazandırılabilir.

Isı makinesinin teorik ya da ideal çevrimi olan Carnot çevriminin tersi olan çevrim yani ters Carnot çevrimi, soğutma çevrimi için ideal çevrimdir. Isı pompası da bu çevrim esaslarına dayanır. Bir ısı pompasından üretilen ısı, bu ısı pompasının evaporatöründen çekilen ısı ile kompresöründeki iş girişi toplamına eşittir.

Buhar sıkıştırma esasına göre işleyen ısı pompaları, dışarıdan iş verilen kompresörlerin tahrikin için kullanılan kuvvet makinelerine göre isimlendirilebilir. Bunlar sırasıyla;

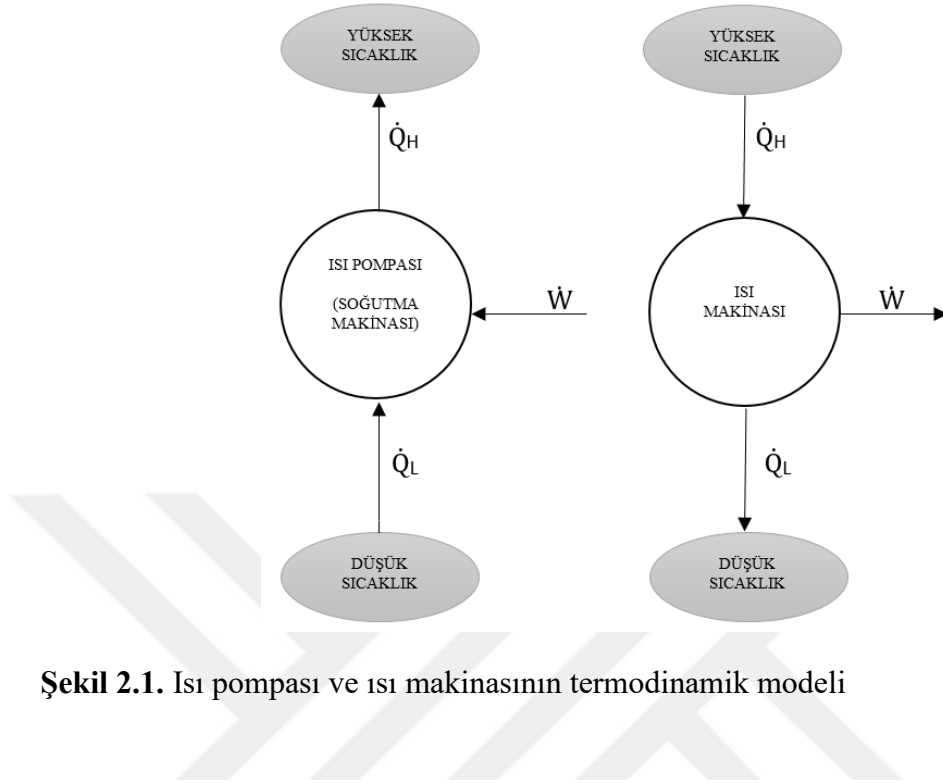
1. Elektrik
2. Gaz
3. Dizel ısı pompaları şeklinde sınıflandırılabilirdiği gibi ısı kaynaklarına göre:

1. Hava kaynaklı
2. Toprak kaynaklı
3. Yer üstü su kaynaklı
4. Yer altı su kaynaklı
5. Güneş enerjisi kaynaklı
6. Jeotermal enerji kaynaklı
7. Atık ısı kaynaklı ısı pompaları şeklinde de sınıflandırılabilir. Ayrıca ısıtma çevrimlerine göre:

1. Hava- hava ısı pompaları
2. Hava- sıvı ısı pompaları
3. Sıvı-hava ısı pompaları
4. Sıvı- sıvı ısı pompaları

Termodinamik çevrimlerine göre:

1. Absorpsiyonlu
2. Adsorpsiyonlu
3. Resorpsiyonlu
4. Buhar sıkıştırmalı
5. Jet buhar püskürtmeli
6. Joule (gaz) çevrimli
7. Stirling çevrimli
8. Termoelektrik ısı pompaları şeklinde de sınıflandırılabilir.



Şekil 2.1. Isı pompası ve ısı makinasının termodinamik modeli

Şekil 2.1'de ısı pompasının termodinamik açıdan soğutma makinasının aynısı, ısı makinesinin tersi olduğu kolaylıkla görülebilir. Isı makinesinde ısı, yüksek sıcaklıktaki bir kaynaktan çekilerek iş üretilir ve düşük sıcaklıktaki bir kaynağa aktarılır. Oysa ısı pompasında, düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı çekilerek yüksek sıcaklık seviyesinde bir kaynağa transfer etmek için sisteme iş verilmesi gerekir.

Yaygın olarak kullanılan ısı pompaları ısı kaynağı olarak havadan faydalanmaktadır. Günümüzde ısı kaynağı olarak havayı kullanan ısı pompaları split klima ve çiller olarak isimlendirilmektedir. Hava kaynaklı makinelerin verimleri, dış hava sıcaklıklarının değiştiği zamanlarda farklılaşır. Isı pompasındaki verim değişimi nedeniyle işletim maliyetlerinde beklenmeyen yükselişler ortaya çıkar. Bu verim değişimlerini engelleyen, sıcaklığı sabit sayılabilecek ısı kaynakları da bulunmaktadır. Bu maksatla kullanılan sıcaklığı sabit sayılabilen ısı kaynakları ise su ve topraktır.

Toprakta 1-2 metrelik derinlikte sıcaklık değişimi yıl boyunca azdır. Bu da toprağın ısı kaynağı olarak kullanımı için ideal bir özelliktir. Tüm yıl boyunca ısı, güneşin yeryüzüne

ışığı ve toprağın depoladığı güneş enerjisinden ileri gelmektedir. Yazın öğle vaktinde güneş yeryüzüne, 1000W/m^2 , kışın ise $50\text{-}200\text{ W/m}^2$ ışıma yapar.

Toprağın ısı kaynağı olarak kullanılması pahalı olması hasebiyle diğer sistemlere göre dezavantajlıdır. Toprak, ısı değiştirici olarak, altına gömülen borulardan soğutkan (soğutucu akışkan) veya daha ucuz olması açısından su ve salamura geçirilerek kullanılır. Isı geçişini sağlayan bu yüzeyler, toprak altına dikey yahut yatay olarak konumlandırılır.

Toprak ısı değiştiricinin dizaynı esnasında, ısı değiştiricinin tercihi ve boyutlandırılmasını etkileyen faktörler, toprağın bileşimi, içerdiği nem miktarı yoğunluğu ve gömme derinliğidir. Toprağın yadsınamaz bir dezavantajı da toprak karakteristiklerinin zamana bağlı bir biçimde şekil almasıdır. Isıtma sezonunda toprak sıcaklığı, toprak ısı değiştiricisine yakın yerlerde azalır. Bilhassa soğuk yerlerde, ısıtma yapıldığı süre içerisinde toprağa yeterince ısı transferi olmaz ise kış mevsiminde topraktan devamlı alınan ısı sebebi ile toprağın donması durumu ortaya çıkar. Toprak sıcaklığının düşmesinin ortaya çıkardığı diğer bir sonuç ise nem miktarındaki ve toprak özelliklerindeki değişimdir. Tüm bunların neticesinde ısı pompasında geri dönüş suyunun sıcaklığı düşer ve bu sebeple ısıtma tesir katsayısı yani ısı pompasının kapasitesi azalır.

Olumsuzluklarına karşın toprak, sıcaklık stabilitesi, sıcaklık durumu, yerel ve zamansal varlığı ve de depolama imkânı açısından çok elverişli bir ısı kaynağıdır.

2.2. Toprak

Dünyanın karalarını oluşturan, türlü bileşim ve renkte olan kayaların ve organik maddelerin dış etkilerle ayrışmaya uğramasıyla oluşan, hava, su, organik madde, mineral parçacıkları içeren ve kayalar üzerinde çözülen tabakaya toprak tabakası denir. (Bakırcı vd 2006).

Toprak, 2m'lik derinlikte yıl boyunca 7 ila 13°C arasında sabit bir sıcaklığı vardır. Depolanan bu enerjiyi yatay toprak kolektörleri veya düşey sondajlar etilen glikollü su

yardımıyla ısı pompasının evaporatörüne getirirler. Isıtılmak istenen binaya, yakınlarındaki bir yerde bulunan ısı değiştiricisi yardımıyla enerji transferi gerçekleştirilir. Toprak, güneş ışığı, üzerindeki yağmur gibi kaynaklardan sayesinde ısınır.

Bölgenin zelliklerine göre polietilen plastik borular 1-2 m derinliğe döşenir. Daha uzun boru boylarında basıncın düşmesiyle daha yüksek kapasiteli cihaz seçilmesi gerekeceği için boru uzunlukları 100m'yi geçmemelidir.

Isı kaynağı, toprak yüzeyinden 5m derinliğe kadar olan kısımdır. Toprakta elde edilen ısı miktarı bazı parametrelere göre değişiklik gösterir. Bu parametrelerden toprağın cinsi çok önemlidir. Mesela ısı kaynağı olmaya elverişli topraklardan biri, bol sulu killi topraktır. Isı ekme kapasitesi (soğutma kapasitesi) her m² toprak alanı için 10 ile 35W arasında değişmektedir. Bu kapasite kuru kumlu toprak için 10-15 W/m², yağ kumlu toprak için 15-20 W/m², kuru killi toprak için 20-25 W/m², yağ killi toprak için 25-30 W/m², yer altı suyu olan toprak için 30-35 W/m²'dir. Serme yönteminde büyük miktarda toprak kazılması gerekir.

2.2.1. Erzurum'un toprak yapısı

Alüvyal, hidromorfik alüvyal, kolüvyal, organik (ıslak turba), kestane rengi, kırmızı kestane rengi, kahverengi, kireçsiz kahverengi, bazaltik topraklar ile kahverengi orman, kireçsiz kahverengi orman, yüksek dağ-ayır toprakları Erzurum'da oluşmuş büyük toprak türleridir. Bu kadar çeşitli toprak oluşmuş olmasının nedeni topografya, iklim ve de ana madde farklılıkları olarak sayılabilir.

Bu geniş toprak gruplarının yanında toprak örtüsünden yoksun bazı arazi tipleri de görülmektedir: Çıplak kaya, molozlar ve ırmak taşkın yatakları. Erzurum il merkezinde jeolojik açıdan toprak yapısı incelendiği zaman, yüzeyden itibaren 1 km derinliğe kadar alüvyonlu yapının hkim olduğu görülür.

2.2.2. Erzurum’da toprak sıcaklığı

Toprak sıcaklığı; toprakta bitkilerin, mikroorganizmaların yaşamını sürdürmesi; organik madde parçalanması ve mineralizasyonu ile topraktaki kimyasal olayların sürmesi, enerji ve enerji teknolojisi bakımından çok önemlidir.

Toprağın barındırdığı sıcaklık, güneşten ışıyan enerjinin tutulmasıyla ilintilidir. Gelen enerjinin %80’ini koyu renkli topraklar tutabiliyorken, açık renkli kuvars kumları ise yalnızca %30’unu tutabilmektedir. Toprağın ısınma ve soğuma kapasitesi, toprakta bulunan su miktarına, toprağın yüzeyini örten organik madde ve bitki örtüsüne bağlıdır (Bakırcı vd 2006).

Çizelge 2.1. Erzurum için çeşitli derinliklerdeki toprak sıcaklıkları

Aylar	5 cm (°C)	10 cm (°C)	20 cm (°C)	50 cm (°C)	100 cm (°C)
Ocak	-5,65	-5,29	-4,39	-0,74	3,29
Şubat	-4,98	-4,56	-4,56	-2,03	1,66
Mart	0,03	0,04	-0,39	-0,43	1,54
Nisan	7,32	7,00	6,11	4,45	3,88
Mayıs	13,65	13,18	12,30	10,52	8,49
Haziran	19,84	19,13	18,00	15,71	12,81
Temmuz	24,15	23,36	22,19	19,75	16,49
Ağustos	24,01	23,45	22,67	21,03	18,51
Eylül	18,08	17,91	17,95	18,20	17,69
Ekim	10,12	10,33	11,03	12,86	14,48
Kasım	1,98	2,43	3,40	6,61	10,04
Aralık	-2,86	-2,53	-1,42	2,08	5,99

2.3. Toprak Isı Değiştiricisinin Tasarımı

İhtiyaç duyulan miktarda enerjiyi alabilmek ve verebilmek için ısı değiştiricinin kullanacağı bir kaynak gereklidir. Bu kaynak deniz, göl, akarsu, toprak veya yeraltı suyu olabilir. Isı değiştiricisinin uygulama yöntemini belirleyen Őey bu kaynaktır. Eğer toprak kaynak olarak seçilecekse kapalı bir sisteme ihtiyaç var demektir. Sistemin toprak altına nasıl konumlanacağı, uygulamanın yapılacağı yerdeki serbest toprak kullanım alanına bağlıdır. Isı değiştiricisinin ihtiyaç duyduğu alan proje sahasında olduğu durumlarda yatay serme yöntemi uygulanabilir. Ancak daha az bir alan kullanılması gerekiyorsa dikey serme (sondajlı uygulama) yapılır.

TKIP sisteminin en önemli kısmı toprak ısı değiştiricisinin boyutunun hesaplanması ve uygulanmasıdır. Uygulamalar ilgili bölgenin coğrafik ve meteorolojik özelliklerine göre farklılık gösterebilir. Toprak ısı değiştiricisi ilk uygulanasında en önemli maliyet kalemidir. Alan sınırlamasının olduğu yerlerde dikey tip uygulama tercih edilir. Dikey tip, soğuk iklim bölgelerinde yüzeyden belirli derinliklere (80 santimetreye kadar) kadar toprağın donmasından dolayı da tercih edilmektedir. Bundan dolayı bu proje kapsamında dikey tip uygulama seçilmiştir.

Toprak ısı değiştiricilerinde kullanılan boru malzemesinin tipide önemli bir faktördür. Çelik ve bakır kullanılmakla birlikte; çoğunlukla PVC, polibütilen ve polietilen gibi plastik borular kullanılır. Bu tip plastik boruların, iyi mukavemet ve iyi ısıl özelliklere sahip olması nedeni ile toprak kaynaklı ısı pompalarında kullanılmaları artmıştır.

Toprak kaynaklı ısı pompaları için demir ve galvanizli çelik gibi boru malzemeleri tavsiye edilmez. Kauçuk ve lastik gibi malzemelerde boru ve fittings malzemesi olarak kullanılabilir. Bakır malzemeler ise, kullanılabilir olmasına karşın pek tercih edilmez (Miles 1997).

Toprak ısı değiştiricilerinde, ısının topraktan ısı pompasına veya ısı pompasından toprağa aktarılması bir akışkan ile olur. Su, buna uygun bir akışkandır. Fakat donma sıcaklığının

0°C olması birçok uygulamada probleme yol açar. Özellikle toprak sıcaklığının düşük olduğu yerlerde, donma problemine karşı su yerine donma sıcaklıkları daha düşük olan salamuralar tercih edilir.

Toprak sıcaklığının 4,5°C'den -1,1°C'ye düşmesi, verim ve kapasitede yaklaşık %10'luk bir kayba neden olur. -1,1°C'de donmuş topraktaki nemden çekilen gizli ısı kuzey iklimlerde işletilen sistemlerde iyi performans göstererek sistemin kapasitesinin artmasını önemli düzeyde etkiler (Hepbaşlı 1999).

Termodinamik özelliklerden viskozite, ısı kapasitesi ve ısıl iletkenlik akışkanın karakteristiğini belirler. Sirkülasyon pompasının gücü azaltılmak isteniyorsa viskozitenin düşük tutulması gerekir.

Salamuranın donma sıcaklığı, özgül ağırlığı ile doğrudan ilişkili olduğundan donma düzeyinin saptanması için salamuranın özgül ağırlığını ölçmek yeterlidir (Aral 1977).

Donma ihtimalinin söz konusu olduğu durumlarda kullanılan başlıca akışkanlar aşağıda belirtilmiş ve etilen glikole ait fiziksel özellikler Çizelge 2.2'de verilmiştir.

- Etilen glikol
- Propilen glikol
- Kalsiyum klorid

Çizelge 2.2. Etilen glikolün fiziksel özellikleri

Özellik	Etilen Glikol
Moleküler Ağırlık	62,07
Özgül Ağırlık (20°C)	111,3
Kaynama Noktası 101,3 kPa 6,67 kPa 1,13 kPa	198 123 69
Buhar Basıncı	6,7
Donma Noktası	9,1
Vizkozite (mPa.s) 0°C 20°C 40°C	57,4 20,9 9,5
Özgül Isı (20°C) (kJ/kg)	2,347
Buharlaştırma Isısı (101.3 kpa)	846
Yanma Isısı (20°C)	19246

2.4. Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompaları

Buhar sıkıştırılmalı ısı pompaları 4 temel elemandan oluşur. Bunlar; kompresör, kondenser (yoğuşturucu), evaporatör (buharlaştırıcı) ve genişleme vanasıdır.

Kompresörler: Evaporatörden emiş borusuna gelen buhar fazındaki soğutkanı emerek sıkıştırır ve sıkışmış olan soğutkanı basma hattı (yüksek basınç) borusu vasıtasıyla kondensere gönderir. Buradaki amaç, evaporatördeki ısı yüklü soğutkanı uzaklaştırmak ve arkadan gelen ısı yüklenmemiş soğutkana yer açarak akışın devamlılığını sağlamaktır. Böylece buhar haldeki soğutucu akışkanın basıncını kondenserdeki yoğuşma basıncına çıkarmaktır. Uygulamada birçok kompresör tipi kullanılır. Başlıcaları; açık tip

kompresörler, hermetik tip kompresörler, yarı hermetik tip kompresörler, döner tip kompresörler, scroll kompresörler ve vidalı tip kompresörlerdir.

İdeal bir kompresörde genel olarak şu karakteristikler aranır:

- İlk anda dönme momentinin olabildiğince düşük olması
- Verimlerinin yüksek olması ve kısmi yüklerde azalmaması
- Farklı çalışma koşullarında emniyet ve güvenilirliği temin etmesi
- Titreşim ve gürültü seviyesinin belli bir seviyenin üzerine çıkmaması
- Ömrünün uzun olması ve arızasız çalışması
- Daha az güç harcayarak işlevini yerine getirmesi
- Maliyetinin olabildiğince düşük olması

Uygulamadaki şartlara göre yukarıdaki karakteristikleri maksimum derecede sağlayabilen kompresör tercih edilmelidir (Özkol 1999).

Kondenserler: Kompresörle sıkıştırılıp basınç ve sıcaklığı yükseltilen soğutkandan bu basınç ve sıcaklıkta ısı alarak soğutkanın yoğuşmasını sağlayan cihaza kondenser denir. Uygulamada üç tip mevcuttur: Hava soğutmalı, su soğutmalı ve karma.

Kompresörden sağlanan yüksek basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkan gazı tekrar sıvı haldeki soğutkana dönüştürür. Bu işlemi bir motor ve fan aracılığıyla lamelleri arasından hava geçirerek gerçekleştiren kondensere “hava soğutmalı kondenser” denir. Kapalı bir kap içindeki bakır boruların içerisinden su, dışarisından soğutucu akışkan geçirilerek çalışan tiplere ise “su soğutmalı kondenser” denir. Buna ek olarak hem hava hem de su kullanarak çalışan “evaporatif kondenserler” de bulunmaktadır. Kondenserlerde ısı alışverişi, kızgınlığın alınması, soğutucu akışkanın yoğuşturulması ve aşırı soğutma olmak üzere üç safhada gerçekleşmektedir.

Genleşme vanaları: Soğutucu akışkanın evaporatörde buharlaşarak ısı çekebilmesi için basıncın, evaporasyon sıcaklığında buharlaşmayı sağlayacak seviyeye düşürülmesi

gerekmektedir. Genleşme vanası bu görevi yerine getirerek, evaporatöre giren sıvının buharlaşacağı basınç ile sıcaklık ayarlanmasını sağlar ve sıvı soğutucu akışımını kontrol eder. Bu işlemi otomatik bir şekilde yapabilmesi için emiş devresi üzerine monte edilmiş bir hissedici ucu bulunmaktadır. Isı pompası sistemlerinde otomatik, termostatik ve şamandıralı genleşme vanası olmak üzere değişik tiplerde genleşme vanaları kullanılmaktadır. Termostatik tip genleşme vanası, günümüzde en çok kullanılan çeşittir.

Evaporatörler: Genleşme vanasından basıncı düşerek geçen sıvı soğutucu akışkan evaporatöre gelir. Artık basıncı düşmüş olan sıvı soğutucu akışkan, evaporatör aracılığıyla çevresindeki ısıyı kendi üstüne çekerek buharlaşır. Böylece etrafının soğumasını sağlar. Soğutulacak nesnelerin ısıları, havayla veya doğrudan temas yoluyla evaporatör içerisindeki soğutucu akışkana geçerek onun buharlaşmasına neden olur. Buharlaşan soğutucu akışkan, kompresör yardımıyla evaporatörden emilerek dolaşıma devam eder.

Evaporatöre sıvı-buhar karışımı şeklinde gelen soğutucunun büyük bir bölümü sıvı haldedir. Evaporatördeyken ısı emerek buharlaşan soğutucu akışkana emiş tarafına geçmeden önce bir miktar daha ısı verilmesi ve de 3-8°C arasında kızgınlık verilerek kızgın buhar durumuna getirilmesinin oldukça yararı vardır. Evaporatörlerde soğutucu basıncı, kondenser kısmındaki basınçtan çok daha küçüktür. Bu sebeple evaporatör tarafı, sistemin alçak basınç tarafı olarak nitelendirilir.

Evaporatör, soğutucunun iyi ve çabuk buharlaşmasını sağlayacak, soğutulan maddenin ısını iyi bir ısı geçişi sağlayarak yüksek bir verimle alacak ve soğutucunun giriş ve çıkıştaki basınç kayıplarını minimum seviyede tutacak şekilde dizayn edilmelidir. Evaporatör tipleri uygulamanın özelliklerine göre gaz (genellikle hava), sıvı (su, salamura, antifriz, vs.) ve katı (buz, metaller, vs.) haldeki maddeleri soğutmak için kullanılan evaporatörler olmak üzere üç ana grupta toplanabilirler (Özkoç 1999).

Yardımcı elemanlar: Isı pompası veya soğutma sistemlerinde yukarıda adı geçen dört ana eleman dışında, değişik maksatlarla kullanılan yardımcı elemanlar bulunmaktadır. Bu elemanlardan birkaçı sıvı deposu, selenoid valf, filtre, elektrik kumanda panosu, gözetleme camı, alçak-yüksek basınç presostatı, açma kapama vanaları, vs. şeklindedir. Yardımcı elemanlar, soğutkan dolmuş-boşaltım sırasında açıp kapatmak, emniyeti sağlamak, ortaya çıkabilecek tehlikelere karşı sistemi önceden korumak, bakım, tamir ve sistemi daha verimli çalıştırmak gibi amaçlarla kullanılır.

Soğutucu akışkanlar (soğutkanlar): İş yapan akışkanlardır, "soğutkan" veya "soğutucu" olarak isimlendirilebilirler. Soğutma sistemlerindeki ısının taşınmasını sağlayan ara maddelerdir. Günümüzde kullanılan ısı pompası ya da soğutma makinelerinin büyük bir kısmı, bir sıvının buharlaşması esnasında çevresinden çektiği gizli ısıdan hareketle çalışmaktadır. Bir soğutma çevriminde soğutkanlar, genellikle ısı alışverişini sıvı halden gaz haline (evaporatör devresinde) ve gaz halinden sıvı hale (kondenser devresinde) dönüşerek sağlamaktadırlar. Bu durum özellikle de buhar sıkıştırma çevrimlerinde gerçekleşmektedir. Soğutucu akışkanlarda bulunması gereken özelliklerin başlıcaları aşağıda sıralanmıştır (Özkoç 1999).

- Daha az enerji harcayarak daha çok soğutma elde edebilmeli
- Buharlaşma sıcaklığı yüksek olmalı (daha az soğutkan akışı)
- Evaporatörde basıncı yüksek, kondenserde ise düşük olmalı
- Viskozitesi düşük olup yüzey gerilimi (kılcallığı) az olmalı
- Çevreye ve diğer canlılara zarar vermemeli

Bazı zamanlar yüksek sıcaklıklarla ilgili tesislerde de kullanılabilmelerine rağmen genellikle saf soğutkanlar, düşük sıcaklıktaki uygulamalarda kullanılan akışkanlar olarak göz önünde bulundurulurlar.

Bugün kullanılmakta olan ısı pompası veya soğutma makinalarının birçoğu, bir sıvının buharlaşması sırasında çevresinden çektiği gizli ısıdan faydalanmaktadır. Yeterli derecede düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen bir sıvı, soğutma amacıyla kullanılabilir.

İnorganik bileşikler, hidrokarbonlar, halojenli hidrokarbonlar, bunların yanı sıra alkoller, esterler en çok kullanılan soğutkan grupları olmakla beraber az önemli olan başka akışkanlar da vardır. Ancak florlu-karbonlu soğutkanların ozon tabakasına zarar vermeleri ve sera etkisi yapmalarından dolayı uluslararası kuruluşlarca bu soğutkanlar yasaklanmıştır. Bu soğutkanların yerine çevre dostu yeni alternatif soğutkanlar üretilmiştir (Özyurt 2002).

R-134a, halokarbon grubunda yer alan çevreye zararı az, yanıcı ve toksik olmayan, etere benzer kokusu olan, renksiz ve hafif bir soğutucu gaz olup kimyasal formülü $C_2F_3CH_2$ (tetrafloraetan) dir (www.bos.com.tr) (Birleşik Oksijen Sanayi A.Ş.).

Çizelge 2.3. R-134a gazının fiziksel özellikleri

Moleküler Ağırlık	102
Erime nok.	101°C
Buhar basıncı (25 °C'de)	6,65 bar
Kaynama nok. (1 atm)	-26,5°C
Yoğunluk, gaz (hava:1)	3,5
Yoğunluk, likit (su:1 atm)	1,21
Spesifik ağırlık (25 °C)	1,208
Kritik sıcaklık	101°C
Kritik basınç	40,7 bar

Buhar sıkıştırırmalı ısı pompası sisteminin ana elemanlarına ait termodinamik süreçler özetle şu şekilde gerçekleşmektedir:

Kompresörde, kompresörü çalıştıran motorun enerjisi sıkıştırma işi olarak soğutucu akışkana geçer ve akışkanın basıncını artırır. Soğutkan, kompresör girişinde ya doymuş buhar ya da kızgın buhar halindedir.

Kondenserde, kompresör çıkışında çevreden daha sıcak olan soğutucu akışkan, önce ısını ortama atıp doymuş kuru buhar haline gelir. Daha sonra kondenserde sabit yoğunlaşma sıcaklığında sıvılaşır ve buharlaşma ısını ortama atar. Kondenser boyunca, soğutucu akışkanın aldığı haller sırası ile kızgın buhar, doymuş kuru buhar, sıvı halleridir.

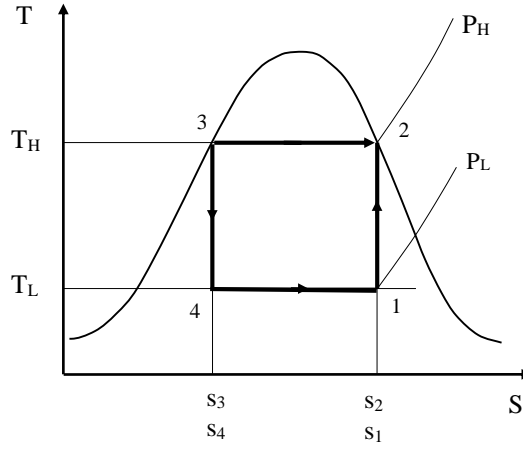
Genleşme vanasında basınç aniden düşer. Soğutucu akışkanın bir miktarı buharlaşır. Kısa bir sürede çevre ile hiçbir enerji alışverişi olmadığı için buharlaşan kısım, enerjisini çeker ve sıcaklık da aniden düşer. Soğutkan ise genleşme vanası sürecinde sıvı-buhar karışımı durumlarındadır.

Evaporatörde, iş yapan akışkan düşük basınç ve sıcaklık şartlarında ısı kaynağından ısı emerek önce sabit sıcaklıkta buharlaşır. Buhar halindeki soğutkan buradaki dış sıcaklığa kadar bir miktar da kızar ve çevre soğutulur. Evaporatör boyunca soğutucu akışkanın hal değişimi sırası ile sıvı buhar karışımı, buharlaşma, doymuş kuru buhar, kızma, kızgın buhar şeklindedir.

1824 yılında Sadi Carnot, ilk kez termodinamik bir proses için tanımlanan termodinamik "çevrim"i kullandı. Carnot çevrimi o zaman ısı pompası performansının tespitinde temel bir referans oldu.

2.4.1. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompalarının termodinamiği

Mükemmel bir ısı pompası, ideal bir motor çevrimindeki gibi, içten ve dıştan tersinirdir. Bu şekilde birçok teorik çevrim vardır, fakat ters Carnot çevriminin iyi bilinmesi gereklidir. Aşağıda Ters Carnot çevrimine göre çalışan bir ısı pompasının T-s diyagramı Şekil 2.2'de verilmiştir.



Şekil 2.2. Ters Carnot çevrimli ısı pompasının T-s diyagramı

Yüksek sıcaklık bölgesine olan ısı geçişi,

$$Q_H = T_H (s_2 - s_3) \quad (2.1)$$

düşük sıcaklık bölgesinden ısı geçişi,

$$Q_L = T_L (s_1 - s_4) = T_L (s_2 - s_3) \quad (2.2)$$

Termodinamiğin birinci kanunundan iş girişi ise,

$$Q_H - Q_L = (T_H - T_L)(s_2 - s_3) \quad (2.3)$$

şeklinde hesaplanabilir.

Bir ısı pompasında, “atılan ısı/giren iş” oranı etkinlik katsayısı yani COP olarak isimlendirilir. Entropi ve termodinamik yasalar gereğince, Carnot etkinlik katsayısı (COP_C),

$$\text{COP}_C = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (2.4)$$

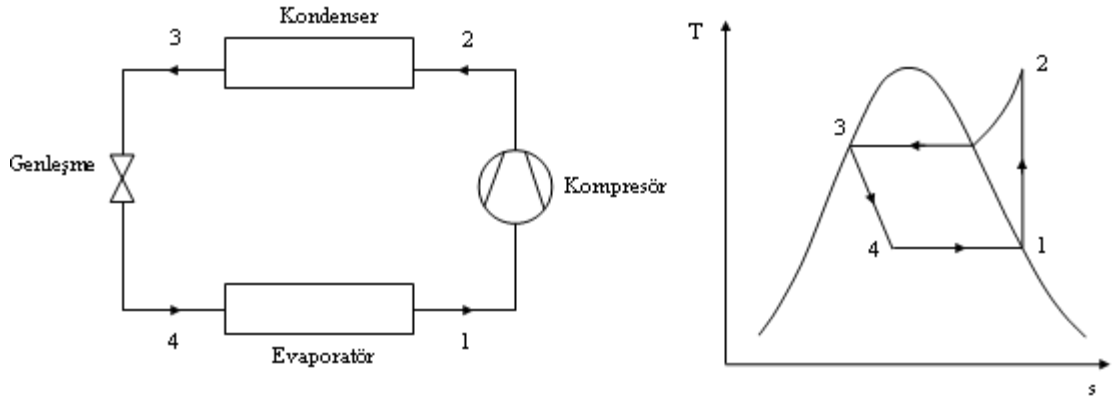
eşitliğiyle elde edilir. Tersinir işlemler yapılırsa dahi aşağıdaki nedenlerden ötürü uygulamada Ters Carnot çevrimi uygun değildir.

- Islak bölgedeki sıkıştırma işleminde birçok uygulama sorunu mevcuttur.
- Yüksek basınçlı sıvının düşük basınçlı ıslak buhara genişlemesinde de uygulamada sorunlar mevcuttur. Bununla beraber genişlemeden ötürü meydana gelen küçük bir iş, çevrime giren net işte önemsiz derecede bir düşüğe neden olur.

Carnot çevriminde, neredeyse izotermal koşullar altında gerçekleşen ısı girişi ve çıkışını temin etmek gerekir. Bunu yapmak için, seçilen akışkan istenen sıcaklık ve basınçlarda faz değiştirecektir. Buharlaşırken ısı alacak ve yoğunlaşırken ısı verecektir. Bu prosesler, çevrimin izotermal safhasında meydana gelir. Genellikle kompresör çeşitlerinin mekaniksel sınırlamalarından dolayı, normalde çevrimin sıkıştırma işlemi kuru buharda gerçekleşir (Özyurt 2002).

Ters Carnot çevrimine göre çalışan bir makinenin uygulanmasındaki güçlükler, buharı sıkıştırmadan evvel tamamen buharlaştırılıp sıvı oranı yüksek bir karışımın genişlemesini kısılma yapılırsa aşılabilir. Sıvıyı bir genişleme vanasından veya kılcal borulardan geçirerek kısılma işlemi yapılabilir. Bu şekilde gerçekleşen çevrim, ideal buhar sıkıştırmalı çevrim olarak bilinir (Çengel and Boles 1989).

Aşağıda Şekil 2.3'te ideal buhar sıkıştırmalı çevrimin şeması ve T-s diyagramı verilmiştir.



Şekil 2.3. İdeal buhar sıkıştırma döngüsünün şematik resmi ve T-s diyagramı

- 1-2 Sabit entropide (izentropik) kompresörde sıkıştırma
- 2-3 Sabit basınçta kondensere çevreye ısı geçişi (yoğuşma işlemi)
- 3-4 Sabit entalpide (izentalpik) genişleme vanasında genişleme
- 4-1 Sabit basınçta evaporatörden soğutucu akışkana ısı geçişi (buharlaşma işlemi)

Görüldüğü üzere,

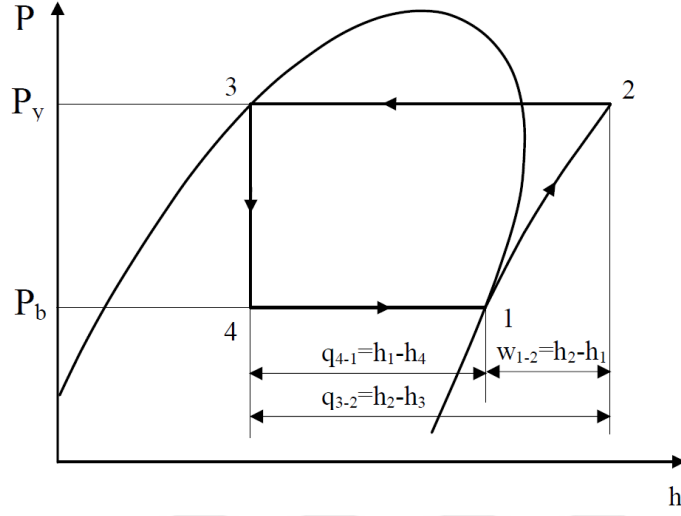
1 noktasında: Soğutkan, doymuş buhar olarak kompresöre girer ve izentropik olarak kondenser basıncına sıkıştırılır.

2 noktasında: Soğutkan, kızgın buhar halinde kondensere girer ve sabit basınçta yoğuşur.

3 noktasında: Kondensere doymuş sıvı olarak çıkar. Yoğuşma sırasında soğutucu akışkandan çevreye ısı geçişi olur.

3-4 noktaları arasında: Doymuş sıvı halindeki soğutucu akışkan, sabit entalpide genişleme vanasından geçirilerek basıncı, evaporatör basıncına düşürülür. Bu hal değişimi sırasında soğutkanın sıcaklığı, soğutulan ortam sıcaklığının altına düşer.

4 noktasında: Soğutkan evaporatöre girer. Soğutulan ortamdan sabit basınçta ısı alır ve buharlaşır. Soğutkan, evaporatörden doymuş buhar halinde çıkar ve 1 noktasında tekrar kompresöre girerek çevrimi tamamlamış olur.



Şekil 2.4. İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrimin P-h diyagramı

Şekil 2.4'te ideal buhar sıkıştırırmalı çevrimin P-h diyagramı görülmektedir. Sistemdeki enerji aktarımları ve performans katsayısı (COP) aşağıdaki denklemler ile elde edilir.

$$w_{1-2} = h_2 - h_1 \quad (2.5)$$

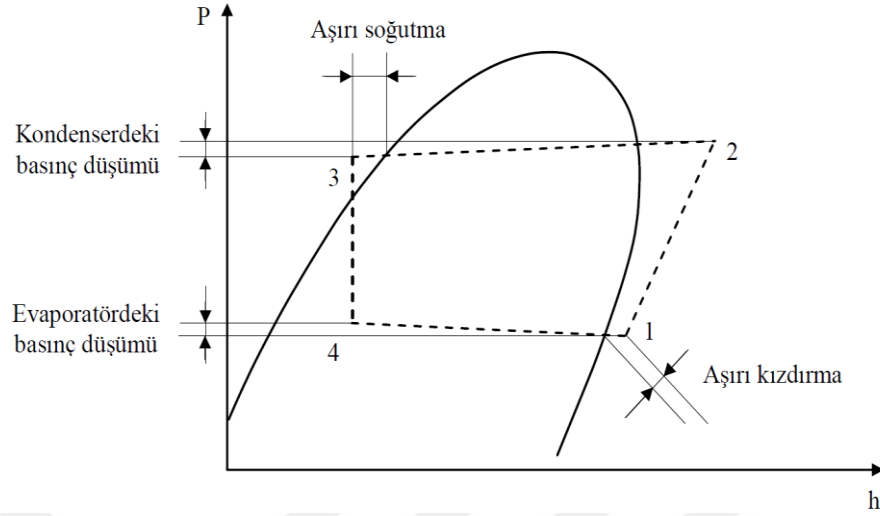
$$q_{3-2} = h_2 - h_3 \quad (2.6)$$

$$h_3 = h_4 \text{ (Kısılma)} \quad (2.7)$$

$$q_{4-1} = h_1 - h_4 \quad (2.8)$$

$$\text{COP} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.9)$$

Gerçek buhar sıkıştırırmalı, çevrimin P-h diyagramı ve karakteristik noktaları Şekil 2.4'te gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimin P-h diyagramı ve hal değişim noktaları

Gerçek çevrim ve ideal çevrimin ayrıldığı noktaları şöyle sıralayabiliriz:

- Sıkıştırma işlemi izentropik değildir. Ne tersinidir ne de adyabatiktir. Bunun nedeni kompresörde hem ısı geçişi hem de sürtünme etkisinin olmasıdır.
- Kondenserden geçen soğutucu akışkan için az miktarda basınç düşüşü vardır. Aynı zamanda sıvının bir miktar aşırı soğutulması gerçekleşir.
- Kısılma prosesi adyabatik değildir.
- Uygulamadan kaynaklı sebeplerden ötürü evaporatörde az miktarda basınç düşüşü vardır ve kompresör emişinde bir miktar aşırı kızdırmanın olması normaldir.

2.5. Isı Pompası Uygulamaları

Günümüzde çok çeşitli alanlarda kullanılan ısı pompaları uygulamaları temel olarak aşağıdaki üç grupta toplanabilir.

Isıtma uygulamaları: Konut ısıtmasında ve sıcak su üretiminde kullanılabilir.

Kombine uygulamalar: Isı pompaları ısıtma, sıcak su üretimi veya soğutma sistemi olarak da kullanılabilir.

Endüstriyel uygulamalar: Buharlaştırma, damıtma, süt pastörizasyonu ve kurutma işlemleri gibi çeşitli endüstriyel alanlarda kullanılabilirlerdir.

2.6. Ekserji Analizi

Termal bir sistemin verimliliği Termodinamiğin I. Yasasına ek olarak Termodinamiğin II. Yasası açısından da değerlendirilmesi gerekir. Termodinamiğin II. kanunu, ısı enerjisinin tamamen işe çevrilemeyeceğini ve süreçlerin tersinmez olduğunu açıklamaktadır. Bu bakımdan süreçlerin termodinamik analizi yapılırken ekserji analizleri yapılmalıdır.

Bir sistem tersinir hal değişimi geçirdiğinde yani belirli bir başlangıç halinden, çevresinin hali olan ölü hale geçtiğinde o sistemden en fazla iş elde edileceği sonucuna ulaşılır. Bu, belirli haldeki sistemin faydalı iş potansiyelini ifade etmektedir ve buna ekserji denir (Çengel and Boles 1989).

Ölü hal: Sistemlerin ölü hal durumunda olmaları, çevreleriyle termodinamik dengede bulunmaları anlamına gelmektedir. Sistemler ölü halde iken çevreleri ile eşit sıcaklık ve basınçta. Buna ek olarak sistemlerin çevrelerine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. Ölü halde iken, sistemler çevreleriyle kimyasal reaksiyona giremez.

Bilindiği gibi enerjinin kullanılabilir kısmını ekserji oluşturmaktadır. Enerjinin kullanılmayan kısmına ise enerji adı verilmektedir. Buna göre ekserji ve enerji arasında;

$$\text{Enerji} = \text{Ekserji} + \text{Enerji} \quad (2.10)$$

bağıntısı geçerlidir. Buradan ekserji;

$$\text{Ekserji} = \text{Enerji} - \text{Enerji} \quad (2.11)$$

şeklinde ifade edilir. Eşitlik (2.11) yeniden ifade edilirse genel ekserji eşitliği;

$$\dot{E}_x = \dot{m}[(h - h_o) - T_o(s - s_o)] \quad (2.12)$$

şeklinde ifade edilir. Ekserji, maksimum iş potansiyeli olarak tanımlandığından, tüm süreçlerde iş, ekserjiye eşittir.

$$\dot{E}_x = \dot{W} \quad (2.13)$$

Isıl enerjinin ekserjisi aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$\dot{E}_x = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \quad (2.14)$$

Isı pompası sistemlerinde COP ve ekserji verimi olmak üzere iki performans kriterinden bahsedilebilir. Termal sistemlerin ekserji analizi ile birlikte, çeşitli araştırmacılar tarafından termodinamiğin ikinci kanununa dayalı değişik isimlerde yeni performans kriterleri geliştirilmiştir. Bu performans kriterleri temelde aynı ekserji ve tersinmezlik değerlerinden hareketle sistemin performansını hesaplamaktadır.

Bir sistemden alınan veya arzu edilen ekserjinin sisteme verilen ekserjiye oranı ekserji verimi olarak tanımlanır. Başka bir tanımla; ürünlerin ekserjisinin, yakıtların ekserjisine oranı olarak tanımlanır. Bir sistem için ekserji dengesi,

$$\sum \Delta \dot{E}_{x,g} = \sum \Delta \dot{E}_{x,\zeta} + \sum \dot{I} \quad (2.15)$$

şeklindedir. Burada,

$\sum \Delta \dot{E}_{x,g}$: Sisteme giren toplam ekserji transferi,

$\Sigma \Delta \dot{E}_{x,\zeta}$: Sistemden alınan toplam ekserji çıktısı,

\dot{I} ($\dot{I} = T_0 dS$): Sistemdeki her bir elemanın tersinmezliği.

Bu ekserji dengesinden hareketle ekserji verim aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\eta_e = \frac{\Sigma \Delta \dot{E}_{x,\zeta}}{\Sigma \Delta \dot{E}_{x,g}} \quad (2.16)$$

veya;

$$\eta_e = 1 - \frac{\Sigma \dot{I}}{\Sigma \Delta \dot{E}_{x,g}} \quad (2.17)$$

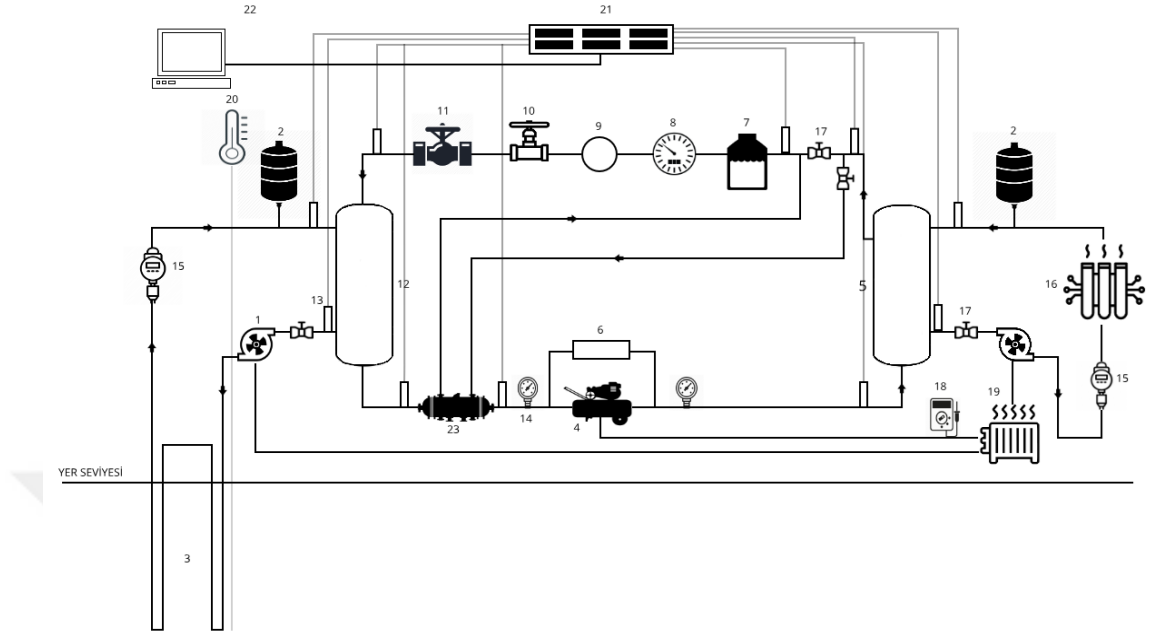
3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Deneysel Çalışma

Deneysel çalışmalar, Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Bölümü'nün Enerji Laboratuvarı'nda kurulmuş olan deney düzeneğiyle yapılmıştır. Deney düzeneği, sistemde mevcut güneş kolektörleri çıkarılmak kaydıyla sadece toprak kaynaklı ısı pompası sistemi olarak çalıştırılmıştır. Deney sistemin bina içi görünümü Şekil 3.1'de, tesisat şeması Şekil 3.2'de ve sistem elemanları ile ilgili bilgiler ise Çizelge 3.1'de verilmiştir.



Şekil 3.1. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin bina içi görünüm resmi



Şekil 3.2. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin şematik çizimi

- | | |
|------------------------------------|--|
| 1. Sirkülasyon pompası | 12. Evaporatör |
| 2. Kapalı genişleme tankı | 13. Termoeleman boşluğu |
| 3. Toprak ısı değiştiricileri | 14. Manometre |
| 4. Kompresör | 15. Debimetre |
| 5. Kondenser | 16. Isıtma ünitesi |
| 6. Alçak ve yüksek basınç düzeneği | 17. Valf |
| 7. Soğutucu akışkan deposu | 18. Elektrik Sayacı |
| 8. Debimetre | 19. Kontrol panel |
| 9. Gözetleme camı | 20. NTC sıcaklık göstergesi |
| 10. Selenoid valf | 21. Veri ölçüm kartı |
| 11. Genleşme vanası | 22. Bilgisayar ve monitör |
| | 23. Aşırı kızdırma ve soğutma eşanjörü |

Çizelge 3.1. Sistem elemanları ile ilgili bilgiler

Toprak Isı Değiştiricisi	
Boru Malzemesi	Polietilen
Boru Çapı	32 mm
Derinlik	2x53 m
Tip	Dikey U borulu
Çevrimde dolaşan	Su-Antifriz karışımı
Isı Pompası	
Kompresör	Hermetik scroll, 3.5 HP
Yoğuşturucu	Su soğutmalı plakalı
Buharlaştırıcı	Su soğutmalı plakalı
Soğutucu akışkan	Freon 134a

3.1.1. Toprak ısı değiştiricisi

Toprak, yüzeyden belirli derinliklerde ısı kaynağı bakımından özellikle kış aylarında önemli derecede enerji potansiyeline sahiptir. Bu enerji, yüzeyden derinliklere inildikçe artmaktadır. Kış aylarında dış ortam sıcaklıklarının -20 ila -30°C'lere ulaştığı soğuk iklim bölgelerinde, yaklaşık 50m derinliğindeki toprağın bulunduğu iklim kuşaklarına göre 10 ila 17°C arasında değişen sıcaklık değerlerine sahiptir. Bu da kullanılabilirlik bakımından önemli bir değerdir. Yerkürenin derinliklerinde var olan bu ısı kaynakları, ısı pompaları vasıtasıyla ısıtma sezonlarında faydalı hale getirmek mümkün olabilmektedir.

Soğuk iklim kuşağında bulunan Erzurum'daki Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakltesi Makine Mühendisliği Enerji Laboratuvarı Binası yakınında açılan 53 m derinlikteki iki adet sondaj kuyusuna yerleştirilmiş toprak ısı değiştiricisi yardımıyla, başlangıçta düşük sıcaklık (yaklaşık 12°C) değerine sahip ısı enerji değerlendirilmiş ve ısı pompasına kaynak olarak kullanılmıştır. Sistemde 32mm dış çapında polietilen esaslı borudan imal edilmiş olan, aralarında 6m mesafe bulunan iki adet sondaj kuyusuna yerleştirilmiş dikey U-borulu toprak ısı değiştiricileri mevcuttur. Her iki kuyu birbirinden bağımsız ya da birlikte (seri veya paralel bağlantı üzerinden) kullanım imkânı bulunmaktadır (şekil 3.3).



şekil 3.3. Toprak ısı değiştiricisinin paralel ve seri bağlantısının montaj resmi

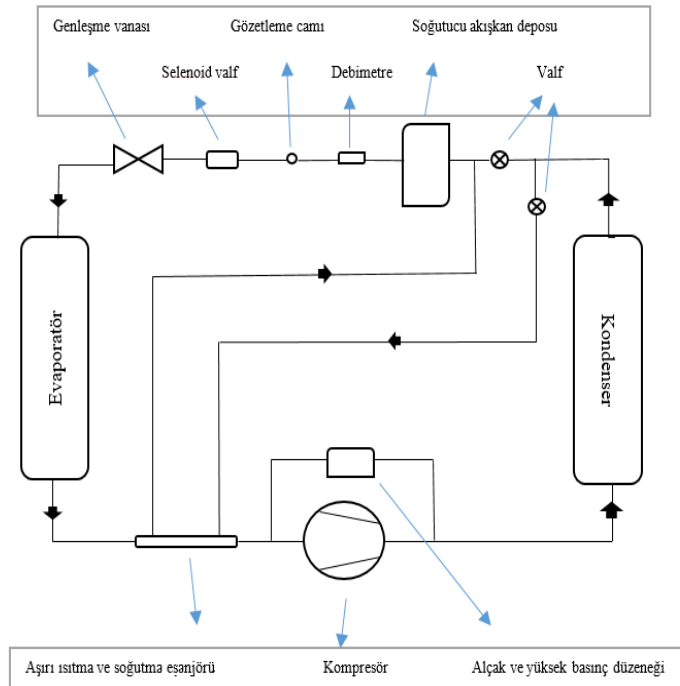
3.1.2. Isı pompası

Isı pompası temel olarak üç bölümden oluşmaktadır. Bunlar, gaz devresi, su devreleri, ölçüm ve kontrol elemanlarıdır.

Isı pompası gaz devresi

Soğutucu akışkan olarak Freon-134a yani R-134a gazı, halokarbon grubunda bulunan çevreye az zararı olan, yanıcı ve toksit olmayan, renksiz hafif etere benzer kokusu olan soğutucu bir gaz olup kimyasal formülü CF_3CH_2F (tetrafloraetan) dir.

Şekil 3.4'de şematik resmi verilen gaz devresinde, kompresör, kondenser, evaporatör, genişleme vanası, gözetleme camı, ön ısıtma ve aşırı soğutma eşanjörü, soğutucu akışkan deposu, debimetre, kurutucu (filtre) ve selenoid valf bulunmaktadır. Isı pompası gaz devresinde kullanılan elemanlar aşağıda kısaca açıklanmıştır.



Şekil 3.4. Gaz devresinin şematik resmi

Kondenser (yoğuşturucu): Kondensere kompresörden kızgın buhar halinde gelen soğutkanın kızgınlığının alınıp yoğuşturulduğu ve aşırı soğutma durumunda da aşırı soğutulduğu ısı değiştiricileridir. Sistemde plakalı tip su soğutmalı bir kondenser kullanılmıştır. Kondenserin dış yüzeyi elastomerik kauçuk köpüğü ile yalıtılmıştır.

Evaporatör (buharlaştırıcı): Genleşme vanasında basıncı düşürülmüş olan soğutucu akışkanın buharlaşarak kaynaktan gelen antifriz-su karışımının ısısının çekildiği kısımdır. Sistemde plakalı tip, su soğutmalı bir evaporatör kullanılmıştır. Evaporatörün dış yüzeyi elastomerik kauçuk köpüğü ile yalıtılmıştır.

Kompresör: Deney sisteminde, Copeland marka hermetik scroll tip kompresör kullanılmıştır. Scroll kompresörler dönel, pozitif-cebri sıkıştırırmalı makinalar olup, birisi sabit diğeri dönen iki spiral elemandan oluşmaktadır. Daha yüksek verimli olmaları, ses ve titreşim düzeylerinin düşük olması gibi önemli avantajlara sahiptirler. Soğutucu akışkanın basınç ve sıcaklığını yükselterek sirkülasyonunu sağlamak kompresörün işidir.

Sistemde kullanılan kompresörün özellikleri:

Deplasman hacmi	: 9.4 m ³ /h
Soğutma kapasitesi	: 5.7 kW
Güç	: 3.5 HP
Genişlik	: 242 mm
Yükseklik	: 419 mm
Ağırlık	: 27 kg
Giriş-çıkış çapı	: 3/4"-1/2"
Maksimum basınç	: 29.5 bar
Maksimum durma basıncı	: 20 bar
Yağ miktarı	: 1.1 L
Maksimum çalışma akımı	: 7 A

Genleşme vanası: Kondenserden ayrılan yüksek basınç ve sıcaklıktaki aşırı soğutulmuş sıvı soğutucu akışkanın basıncını istenilen evaporatör basıncına, sıcaklığını da istenilen sıcaklığa düşürmeye yarayan elemanlardır. Buharlaştırıcıdan çıkan buharın kızgınlığına göre kısılma vanasının soğutkan geçiş miktarını otomatik olarak ayarlamaktadır. Düzenekte kullanılan genleşme vanası, dıştan ayarlamalı ve termostatik tipi genleşme vanasıdır.

Soğutucu akışkan: Isı pompası sisteminde akışkan olarak çevre dostu, ozon tabakasına zarar vermeyen R-134a soğutkanı seçilmiştir. Seçilen akışkan düşük sıcaklık ve basınçlarda kaynayan, soğutma tesisinin özelliklerine uygun soğutma kapasitesine sahip olması gerekir.

Soğutkan deposu: Yoğuşturucuda yoğuşan soğutucu akışkanın toplandığı depodur. Yoğuşturucuda yoğuşan soğutkanın, yoğuşturucu yüzeylerinde birikmesini engelleyerek yoğuşturucunun yoğuşma yüzeyinin küçülmemesini ve yoğuşturucunun daha iyi çalışmasını sağlar. Sistemde 4,0 litrelik bir soğutucu akışkan deposu kullanılmıştır.

Kurutucu: Buharlaştırıcıdaki basınç atmosfer basıncının altına düştüğü zaman, sistemde hava buharlaştırıcı içerisindeki soğutucu akışkan içerisine sızar. Hava içerisindeki su buharı, kısılma vanasında donarak soğutucu akışkanın geçmesine engel olur. Bu nedenle soğutucu akışkan devresine, R-134a gazına uygun kurutucu yerleştirilmiştir.

Alçak ve yüksek basınç düzeneği: Kompresörün alçak ve yüksek basınç kısmını otomatik olarak kumanda eden bir elemandır. Kompresör giriş ve çıkış basıncını okuyacak şekilde sisteme monte edilir. Alçak basınç düzeneği, buharlaştırıcı basıncı ayar edilen sınırın altına düşünce, otomatik olarak kompresörün elektrik motorunu kumanda eder. Yüksek basınç düzeneği de aynı şekilde çalışır.

Solenoid valf: Genleşme valfi gibi, soğutkanın geçmesini yönetir. Soğutkanın geçtiği boru üzerinde bulunan valfin, açılıp kapanması elektromanyetik olarak sağlanır.

Aşırı kızdırma ve soğutma ısı değiştiricisi (AKSID): Isı pompasına sağlanan kaynak sıcaklığı düşük değerlere indiği zaman, soğutucu akışkanın kompresöre sıvı olarak girmesini önlemek (aşırı kızdırma) ve kondenserden tam olarak yoğusarak çıkmasını (aşırı soğutma) sağlamak amacıyla kullanılan basit bir ısı değiştiricisidir.

Dijital elektrik sayacı: Isı pompası sisteminde, kompresörün gücünü tespit etmek için kullanılmıştır. Sayaç, kompresörün elektrik tüketimini kWh olarak okumaktadır.

Isı pompası sistemindeki elemanlar ve boru donanımları, ısı kayıplarına karşı elastomerik kauçuk köpüğü ile yalıtılmıştır.

Isı pompası su devresi

Isı pompası su devresi; evaporatör ve kondenser tarafı olmak üzere iki ayrı bölümden meydana gelmektedir. Her iki devrede birer adet sirkülasyon pompası, su debimetreleri ve kondenser tarafında ısının atıldığı ısıtma ünitesi bulunmaktadır.

Sirkülasyon pompası: Isı pompası su devresinde, biri evaporatör diğeri kondenser hattında kullanılmak üzere iki adet sirkülasyon pompası bulunmaktadır. Bu pompalar üç devirli olup, az enerji tüketimiyle oldukça sessiz çalışmaktadırlar. Sirkülasyon pompaları, evaporatörde toprak tarafındaki ısı taşıyıcı akışkan (antifriz-su karışımı) sirkülasyonunu, kondenserde ise ısıtma ünitesi ve kondenser arasındaki ısı taşıyıcı akışkan (su) sirkülasyonunu sağlamaktadır.

Debimetre: Her iki su devresinde de su debisini tespit etmek için birer adet debimetre kullanılmıştır. Debimetre 0-30litre/dakika ölçüm aralığına sahiptir. Sistemde kullanılan bu debimetreler, maksimum 82°C sıcaklığa ve yaklaşık 17bar (250psi) basınca dayanıklıdırlar.

Sıcaklık ölçüm ve kontrol elemanları

Sıcaklık ölçüm termoelemanları, bilgisayar-sıcaklık okuma kartları, manometreler, alçak ve yüksek basınç düzeneği, elektronik donanımlar ve yardımcı aygıtlardan oluşmaktadır.

Sistemin emniyetli çalışmasını, elektronik donanımların bulunduğu kontrol paneli, sağlar. Kontrol paneli bünyesinde şalter, sinyal lambaları, kontaktör, zaman rölesi gibi elemanlar bulunmaktadır. Bütün bu emniyet tedbirlerinin asıl amacı, sistemin ve özellikle de kompresörün zarar görmeden çalışmasını sağlamaktır. Sistemin arzu edilmeyen alt ve üst çalışma basınçlarına düşerek kompresörün zarar görmemesi için, sistemin kendini otomatik olarak devre dışı bırakması gerekmektedir. Bu nedenle kompresörün alçak ve yüksek basıncını kontrol edebilen bir basınç düzeneği kullanılmıştır.

Deneysel çalışmada ölçüm elemanları olarak, direkt okunmalı ve R-134a soğutucu akışkanına göre kalibre edilmiş alçak ve yüksek basınç manometreleri kullanılmıştır. Kompresörün harcadığı elektrik sisteme monte edilmiş dijital bir elektrik sayacıyla tespit edilmiştir. Ayrıca kompresörün çektiği akım portatif bir pens ampermetre ile de ölçülerek kontrol edilmiştir.

Sistemde sıcaklık ölçümü için, soğutucu akışkan devresinde 7, su ve antifriz-su devresinde 6 ve ortam sıcaklığı için 1 adet, uçları özel olarak yalıtılmış bakır-konstant (T tipi) termoeleman çiftleri ve 53m derinlikteki toprak sıcaklığını belirlemek için sıcaklık ölçüm sensörü PT-100 kullanılmıştır. Bu termoeleman çiftlerinin kalibresi de 5-85°C aralığında "PolyScience Digital Temperature Controller" isimli sıcak su banyosunda yapılmıştır. Ölçüm elemanlarının daha hassas ölçü alabilmesi ve elektrik kaçaklarından etkilenmemesi için, sistem üç farklı noktadan topraklanmıştır. Termoeleman çiftlerinden sıcaklık okunması, Advantech firmasının veri toplama kartı ve VisiDAQ yazılımı yardımıyla yapılmıştır.

3.2. DeneYlerin Yapılışı

Sistem, toprak kaynağı olarak iki adet 53m derinliğinde sondaj kuyuları açılmış, bu kuyular içerisine yerleştirilmiş U şeklinde 32mm çapında polietilen borulardan oluşmaktadır. Bu borulardan gelen ısı taşıyıcı akışkan (antifriz-su karışımı) bir sirkülasyon pompası yardımıyla çevrim sağlanarak sistemde bulunan bir plakalı ısı değıştiricisinden geçirilerek, su kaynaklı evaporatöre topraktan alınan ısıyı taşımaktadır. Ve tekrar ısı taşıyıcı akışkan bu çevrim ile toprağıa geri gönderilmektedir.

Sistem güneş, toprak ve güneş-toprak şeklinde her iki ısı kaynağı birlikte kullanarak çalıştırılabilmektedir. Böylece her türlü iklim süreçlerinde sistem ısıtma amaçlı kullanılabilir. Bu çalışmada sistemin sadece toprak olarak kullanılarak elde edilen deneysel veriler ışığında hareket edilmiştir.

DeneYlere sabah 08:00'de başlanmıştır. DeneYlerde ilk olarak ısı pompası devreye sokulmuştur. Isı pompası çalıştırıldığında, kontrol panelindeki zaman rölesi sayesinde, önce su devrelerindeki sirkülasyon pompaları, daha sonra da (30sn sonra) kompresör devreye girmiştir.

Isı pompasının kondenser tarafındaki su devresinde kullanılan ısıtma ünitesi sayesinde, kondenserden elde edilen sıcak suyun ısısı alınmıştır. Isıtma ünitesinde suyun sıcaklığı yaklaşık olarak sıcaklığı 5-6°C düşürülür. Soğutucu akışkan kompresöre girmeden önce ve kondenserden sonra soğutucu akışkan devresindeki ön ısıtma-aşırı soğutma eşanjöründen geçirilmiştir. Böylece kompresör girişi soğutucu akışkana ön ısıtma yapılırken, kondenserden sonra da aşırı soğutma yapılmış olmaktadır.

Deneysel çalışma esnasında, evaporatörde ısı taşıyıcı akışkanın (%50 etilen glikol - su karışımı) evaporatöre giriş ve evaporatörden çıkış sıcaklıkları, kondenser su devresinde, suyun ısıtma ünitesine giriş ve çıkış sıcaklıkları, soğutucu akışkanın evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklıkları, soğutucu akışkanın kompresörden çıkış (kondensere giriş), kondenserden çıkış (aşırı soğutma eşanjörüne giriş) ve aşırı soğutma eşanjöründen çıkış

sıcaklıkları, kompresör giriş (alçak) ve çıkış (yüksek) basınçları, dijital elektrik sayacıyla kompresörün çektiği enerji, deney düzeneğinin bulunduğu ortam sıcaklığı gibi ölçümler alınmıştır.

Toprak sıcaklıkları, 53m derinlikteki toprak ısı değiştiricisi ucuna monte edilen sıcaklık sensörü tarafından ölçülmüştür. Kolektör devresindeki ısı taşıyıcı akışkan debisi ile evaporatör ve kondenser su devresi debileri sırasıyla sabit 1000, 1080 ve 1200 litre/saat değerlerinde tutulmuştur.

3.3. Sistemin Deneysel Verilerinin Değerlendirilmesi

Yapılan deneylerin değerlendirilmesinde aşağıdaki bağıntılar kullanılmıştır.

3.3.1 Enerji analizi

Kondenserden atılan faydalı ısı miktarı (\dot{Q}_{kon}),

Suyun özgül ısı c_s ,

Kondensere suyun giriş ile çıkış sıcaklıkları $T_{ksç}$ ile T_{ksg} ve

Kondenser-ısıtma ünitesinde dolaşan suyun debisi \dot{m}_k

olmak üzere,

$$\dot{Q}_{kon} = \dot{m}_k c_s (T_{ksç} - T_{ksg}) \quad (3.1)$$

Kompresörün çektiği elektrik enerjisi dijital sayaçla ölçülerek, kompresör gücü (\dot{W}_{kom}) tespit edilmiştir. Dolaşım pompalarının çektiği akım, portatif pens ampermetre

yardımıyla ölçülmüştür. Bir sirkülasyon pompasının gücü (\dot{W}_{pom}) birimi kW olarak, pompanın çektiği akım I (amper) ve gerilim V (volt) olmak üzere,

$$\dot{W}_{pom} = IV \cos(\varphi) / 1000 \quad (3.2)$$

Isı pompasının performans katsayısı,

$$COP = \frac{\dot{Q}_{kon}}{\dot{W}_{kom}} \quad (3.3)$$

Tüm sistemin performans katsayısı,

$$COP_S = \frac{\dot{Q}_{kon}}{\dot{W}_{kom} + \sum \dot{W}_{pom}} \quad (3.4)$$

Burada $\sum \dot{W}_{pom}$ sistemde çalışan tüm sirkülasyon pompalarının gücüdür.

Sistemin ekserji analizi ise,

3.3.2. Ekserji analizi

Artan dünya nüfusu ve bunun sonucunda doğan artan enerji ihtiyacı, ekonomileri tükenmeyen veya yenilenebilir enerji kaynaklarına yönlendirmiştir. Bu bağlamda son yıllarda birçok ülkede güneş, toprak, çevre havası ve jeotermal enerji gibi yenilenebilir enerji kaynaklarıyla çalışan ısı pompaları hem ısıtma hem de soğutma için oldukça popüler bir tercih olmaktadır.

Ekserji, çevre şartlarında verilen bir enerjiden üretilebilen maksimum iş olduğuna göre artan bu enerji ihtiyacına karşılık enerji kaynaklarının optimum kullanımında ve enerji tasarrufunda önemli bir yöntem haline gelmektedir. Bu bakımdan ekserji analiz metodunu kullanarak ısı pompalarının performans değerlendirilmesi yapılabilmektedir.

Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin her elemanı için kütle ve enerji denge eşitlikleri ile ekserji eşitlikleri sırasıyla aşağıdaki gibi çıkarılmıştır (Hepbaslı 2007; Esen vd 2007; Dikici ve Akbulut 2008).

Kompresör:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r \quad (3.5)$$

$$\dot{W}_{\text{kom}} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (3.6)$$

$$\dot{E}x_{k,\text{kom}} = \dot{m}_r [(h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2)] + W_{\text{kom}} \quad (3.7)$$

Kondenser:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r, \quad \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_s \quad (3.8)$$

$$\dot{Q}_{\text{kön}} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (3.9)$$

$$\dot{Q}_{\text{kön}} = \dot{m}_s C_s (T_{11} - T_{12}) \quad (3.10)$$

$$\dot{E}x_{k,\text{kön}} = \dot{m}_r [(h_2 - h_3) - T_0 (s_2 - s_3)] + \dot{m}_s [(h_{12} - h_{11}) - T_0 (s_{12} - s_{11})] \quad (3.11)$$

Genleşme vanası:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_r \quad (3.12)$$

$$h_4 = h_5 \quad (3.13)$$

$$\dot{E}x_{k,gv} = \dot{m}_r [(h_4 - h_5) - T_0(s_4 - s_5)] \quad (3.14)$$

Evaporatör:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_r, \quad \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{as} \quad (3.15)$$

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_r (h_6 - h_5) \quad (3.16)$$

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{as} C_{as} (T_8 - T_7) \quad (3.17)$$

$$\dot{E}x_{k,eva} = \dot{m}_r [(h_5 - h_6) - T_0(s_5 - s_6)] + \dot{m}_{as} [(h_7 - h_8) - T_0(s_7 - s_8)] \quad (3.18)$$

Isıtma sistemi:

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_s \quad (3.19)$$

$$\dot{Q}_{iu} = \dot{m}_s (h_{11} - h_{12}) \quad (3.20)$$

$$\dot{Q}_{iu} = \dot{m}_s C_s (T_{11} - T_{12}) \quad (3.21)$$

$$\dot{E}x_{k,iu} = \dot{m}_s [(h_{11} - h_{12}) - T_0(s_{11} - s_{12})] + \dot{Q}_{iu} \left(1 - \frac{T_0}{T_{iu}} \right) \quad (3.22)$$

Sirkülasyon pompaları (PI için):

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{as} \quad (3.23)$$

$$\dot{W}_{pom} = IV \cos(\varphi) / 1000 \quad (3.24)$$

$$\dot{E}x_{k,pom} = \dot{m}_{as} [(h_7 - h_9) - T_0 (s_7 - s_9)] + \dot{W}_{pom} \quad (3.25)$$

Toprak ısı değiştiricisi:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{as} \quad (3.26)$$

$$\dot{Q}_{td} = \dot{m}_{as} (h_{10} - h_9) \quad (3.27)$$

$$\dot{Q}_{td} = \dot{m}_{as} C_{as} (T_{10} - T_9) \quad (3.28)$$

$$\dot{E}x_{k,td} = \dot{m}_{as} [(h_9 - h_{10}) - T_0 (s_9 - s_{10})] + \dot{Q}_{td} \left(1 - \frac{T_o}{T_{td}} \right) \quad (3.29)$$

Toprak kaynaklı ısı pompası sistemindeki elemanların ekserji verimleri:**Kompresör:**

$$\eta_{e,kom} = \frac{Ex_2 - Ex_1}{W_{kom}} = \frac{\dot{m}_r [(h_2 - h_1) - T_0 (s_2 - s_1)]}{W_{kom}} \quad (3.30)$$

Kondenser:

$$\eta_{e,kon} = \frac{Ex_{12} - Ex_{11}}{Ex_2 - Ex_3} = \frac{\dot{m}_s [(h_{12} - h_{11}) - T_0 (s_{12} - s_{11})]}{\dot{m}_r [(h_2 - h_3) - T_0 (s_2 - s_3)]} \quad (3.31)$$

Genleşme vanası:

$$\eta_{e,gv} = \frac{EX_5}{EX_4} = \frac{(h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)}{(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)} \quad (3.32)$$

Evaporatör:

$$\eta_{e,eva} = \frac{EX_8 - EX_7}{EX_6 - EX_5} = \frac{m_{as} [(h_8 - h_7) - T_0(s_8 - s_7)]}{m_r [(h_6 - h_5) - T_0(s_6 - s_5)]} \quad (3.33)$$

Toprak ısı değiştiricisi:

$$\eta_{e,td} = \frac{EX_{10}}{EX_9 + Q_{td}(1 - (T_0/T_{td}))} = \frac{m_{as} [(h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0)]}{m_{as} [(h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)] + Q_{td}(1 - (T_0/T_{td}))} \quad (3.34)$$

Isıtma sistemi:

$$\eta_{e,iu} = \frac{Q_{iu}(1 - T_0/T_{iu})}{EX_{12} - EX_{11}} = \frac{Q_{iu}(1 - T_0/T_{iu})}{m_s [(h_{12} - h_{11}) - T_0(s_{12} - s_{11})]} \quad (3.35)$$

Sirkülasyon pompaları (PI için):

$$\eta_{e,pom} = \frac{EX_9 - EX_7}{W_{pom}} = \frac{m_{as} [(h_9 - h_7) - T_0(s_9 - s_7)]}{W_{pom}} \quad (3.36)$$

Isı pompasının ve sistemin performans katsayıları ile ekserji verimleri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

Isı pompası için ekserji verimi

$$\eta_{e,IP} = \frac{\dot{Q}_{kon} - T_o \dot{m}_s C_s \ln(T_9/T_{10})}{\dot{W}_{kom}} \quad (3.37)$$

Tüm sistemin ekserji verimi:

$$\eta_{e,TS} = \frac{\dot{Q}_{kon} - T_o \dot{m}_s C_s \ln(T_9/T_{10})}{\dot{W}_{kom} + \sum \dot{W}_p} \quad (3.38)$$

Bu genel ifadeler ek olarak deney sistemi için her bir elamana ait ekserji ifadeleri Çizelge 3.2'de de verilmiştir (Hepbasli 2007; Esen vd 2007; Dikici ve Akbulut 2008).

Çizelge 3.2. Sistem elemanlarının ekserji eşitlikleri

Elemanlar	Kütlesel debi	Ekserji eşitliği	Ekserjetik verim
Kompresör	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r$	$\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1 = \dot{m}_r [(h_2 - h_1) - T_o (s_2 - s_1)]$	$\eta_{e,kom} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_{kom}}$
Kondenser	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_s$ $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r$	$\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11} = \dot{m}_s [(h_{12} - h_{11}) - T_o (s_{12} - s_{11})]$ $\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 = \dot{m}_r [(h_2 - h_3) - T_o (s_2 - s_3)]$	$\eta_{e,kon} = \frac{\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11}}{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3}$
Genleşme vanası	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_r$	$\dot{E}x_5 = \dot{m}_r [(h_5 - h_0) - T_o (s_5 - s_0)]$ $\dot{E}x_4 = \dot{m}_r [(h_4 - h_0) - T_o (s_4 - s_0)]$	$\eta_{e,gv} = \frac{\dot{E}x_5}{\dot{E}x_4}$
Evaporatör	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{as}$ $\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_r$	$\dot{E}x_8 - \dot{E}x_7 = \dot{m}_{as} [(h_8 - h_7) - T_o (s_8 - s_7)]$ $\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5 = \dot{m}_r [(h_6 - h_5) - T_o (s_6 - s_5)]$	$\eta_{e,eva} = \frac{\dot{E}x_8 - \dot{E}x_7}{\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5}$
Toprak ısı değiştiricisi	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{as}$	$\dot{E}x_9 = \dot{m}_{as} [(h_9 - h_0) - T_o (s_9 - s_0)]$ $\dot{E}x_{10} = \dot{m}_{as} [(h_{10} - h_0) - T_o (s_{10} - s_0)]$ $\dot{E}x_{td} = \dot{E}x_9 + \dot{Q}_{td} (1 - T_o / T_{td})$ $\dot{Q}_{td} = \dot{m}_{as} (h_{10} - h_9)$	$\eta_{e,td} = \frac{\dot{E}x_{10}}{\dot{E}x_{td}}$
Isıtma ünitesi	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_s$	$\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11} = \dot{m}_s [(h_{12} - h_{11}) - T_o (s_{12} - s_{11})]$ $\dot{E}x_{iu} = \dot{Q}_{iu} (1 - T_o / T_{iu})$ $\dot{Q}_{iu} = \dot{m}_s (h_{12} - h_{11})$	$\eta_{e,iu} = \frac{\dot{E}x_{iu}}{\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11}}$

3.4. Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışmalardan edinilen sonuçlar kadar önem arz eden başka bir nokta da ölçülen değerlerin doğruluğudur. Doğruluğu etkileyen en önemli etken ise deneyler esnasında farklı nedenlerden ortaya çıkabilecek hatalardır. Literatürde belirtilen standartlara uygun olarak kurulan bir deney düzeneğinde yapılan deneyler sonucunda elde edilen verilerde hata iki şekilde ortaya çıkabilir. Bunlardan birincisi deney setinin ve ölçü araçlarının yapısı kaynaklı hatalar, ikincisi ise deneyi yapan kişi kaynaklı hatalardır. İkinci tür hataların, yetenekli bir kişinin deneyleri yapması ile giderilmesi mümkündür. Ancak birinci tür hataların belirlenmesi ve giderilmesi her zaman mümkün olmayabilir. Bunun sebebi, hataların doğrudan deneyde kullanılan araç ve gereçlerin yapısından kaynaklanmasıdır.

Bu çalışmada, Holman [1994] tarafından belirtilen bir metot kullanılarak belirsizlik analizi yapılmış ve sıcaklıklar, debi, basınç, voltaj ve amper ölçümleri aşağıda belirtilen uygun ekipmanlar ile yapılmıştır:

- Antifriz-su (yaklaşık olarak %50) karışımının kütleli akış miktarı bir debimetre ile,
- Kondenser ve evaporator basınç ölçümleri Bourdon-tip manometre ile,
- Sirkülasyon pompalarının elektrik tüketimi hesabı için, voltaj ve çekilen amper bir wattmetre ile,
- Isı pompası kompresörünün anlık güç tüketimi bir dijital sayaç ile yapılmıştır.
- Deneysel ölçümler, ısıtma sezonunda (2009-2010'un Aralık-Ocak-Şubat-Mart-Nisan aylarında) 30 dakika aralıklar ile genellikle saat 08.00-18.00 arasında günlük olarak alınmıştır.

n adet bağımsız değişkene sahip bir ölçmede;

- R: Ölçülecek olan boyut
- $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$: Ölçümü etkileyen değişkenler
- $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$: Bağımsız değişkenle ilgili hata oranı

- Toplam hata oranı W_R ;

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.40)$$

veya

$$\frac{W_R}{R} = \left[\left(\frac{w_{x_1}}{x_1} \right)^2 + \left(\frac{w_{x_2}}{x_2} \right)^2 + \left(\frac{w_{x_3}}{x_3} \right)^2 + \dots + \left(\frac{w_{x_n}}{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.41)$$

Belirsizlik analizinin en büyük avantajı, en büyük hataya sebebiyet veren değişkenin hemen tespit edilebilmesidir.

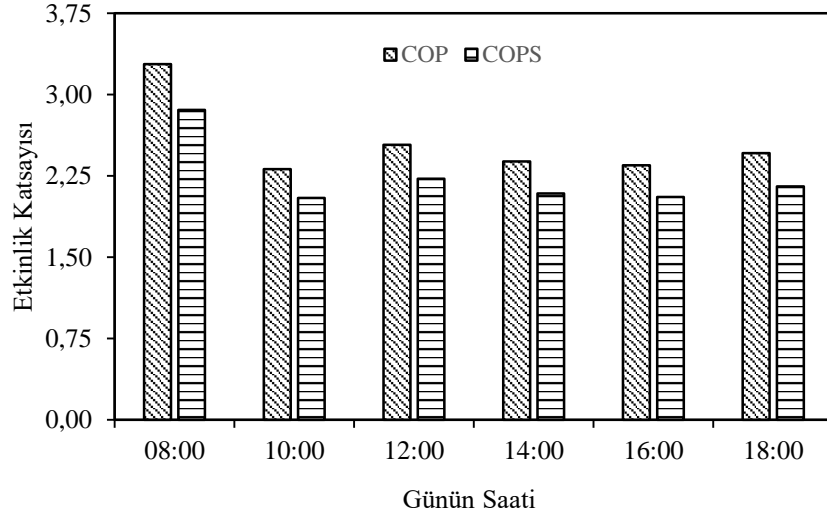
Toplam belirsizliklerin, su ve antifriz-su karışım sıcaklıkları için $\pm\%1,01$ değerinde, basınç için $\pm\%2,05$ değerinde, ısı pompası kompresörünün güç tüketimi için $\pm\%1,00$ değerinde, sirkülasyon pompalarının elektrik tüketimi için $\pm\%2,83$ değerinde ve tablolardan okunan değerler için $\pm\%0,20$ değerinde olduğu belirlenmiştir. Bununla beraber su ve antifriz-su yani etilen glikollü su için debi ölçümlerine ait toplam belirsizliklerin ise $\pm\%1,43$ ve $\pm\%1,02$ değerinde olduğu belirlenmiştir.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Bu çalışmada, soğuk iklim bölgesindeki Erzurum ili için toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin kullanılabilirliğinin tespiti maksadıyla yapılan deneylerin sonuçlarının ışığında ekserji analizi yapılmıştır.

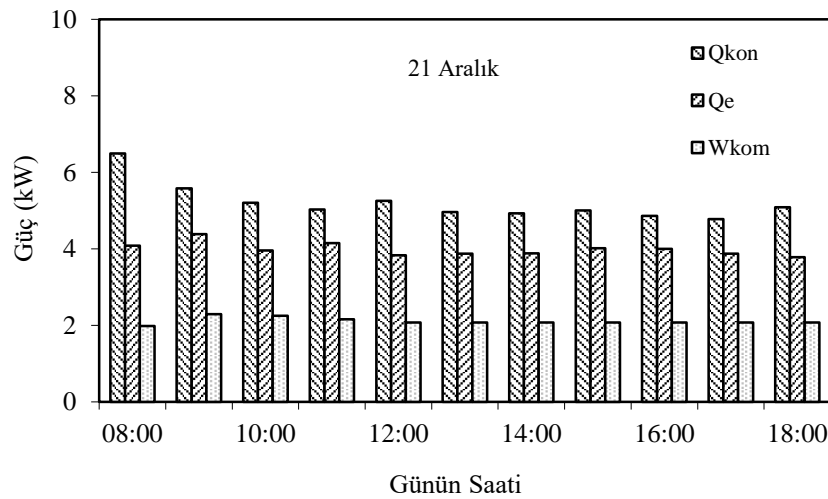
Bu çalışmada kullanılan deneysel veriler, 2009'un aralık ayında ve 2010'un ocak, Şubat, mart ve nisan aylarında Erzurum'da ısıtma sezonunda yapılan günlük örnek uygulama sonuçlarından alınmış ve elde edilen veriler kullanılarak ekserji analizi yapılmıştır. Deneysel alıŐma sonucunda, ısı pompasına sağlanan kaynak sıcaklığına bağlı olarak, ısı pompasının (COP) ve tüm sistemin (COPs) etkinlik katsayılarının gün boyunca deĐiŐimleri incelenmiştir. Ayrıca sistem elemanlarının ve tüm sistemin ekserji verimleri hesaplanmıştır. Bu çalışmada, toprak kaynaklı ısı pompası sistemi incelenmiştir. TKIP, topraktan çekilen ısı kullanılarak ısı pompasına kaynak sağlanmaktadır ve her türlü iklim Şartlarında kullanılabilen sistem iki tip kullanım olanağına sahiptir.

- a) Toprak ısı değiştiricilerinin paralel bağlanması
- b) Toprak ısı değiştiricilerinin seri bağlanması



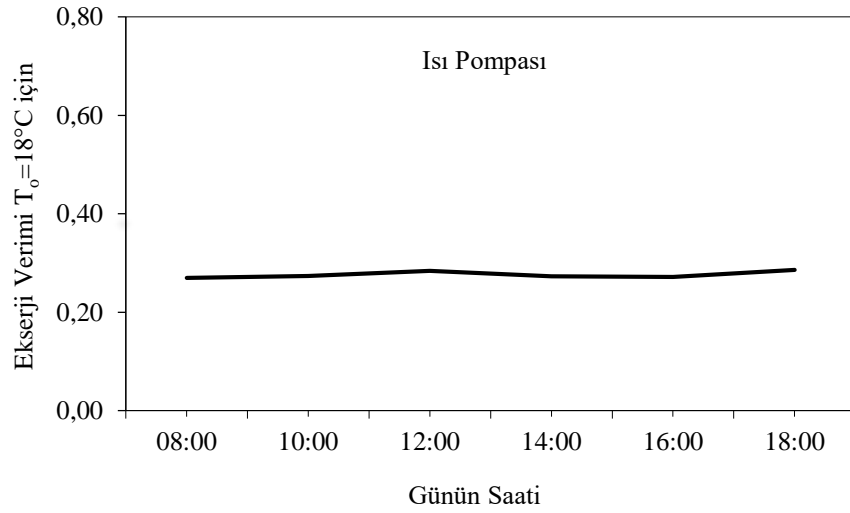
Şekil 4.1. Aralık ayı için ısı pompasının ve sistemin performans katsayılarının gün boyunca değişimi

Şekil 4.1'den görüldüğü gibi, aralık ayında ısı pompasının performans katsayısının 2,3 ile 3,2 arasında, tüm sistemin performans katsayısının ise 2,0 ile 2,8 arasında değiştiği görülmektedir. Isı pompasının ve tüm sistemin günlük ortalama performans katsayıları ise sırasıyla 2,4 ve 2,1 değerlerindedir.



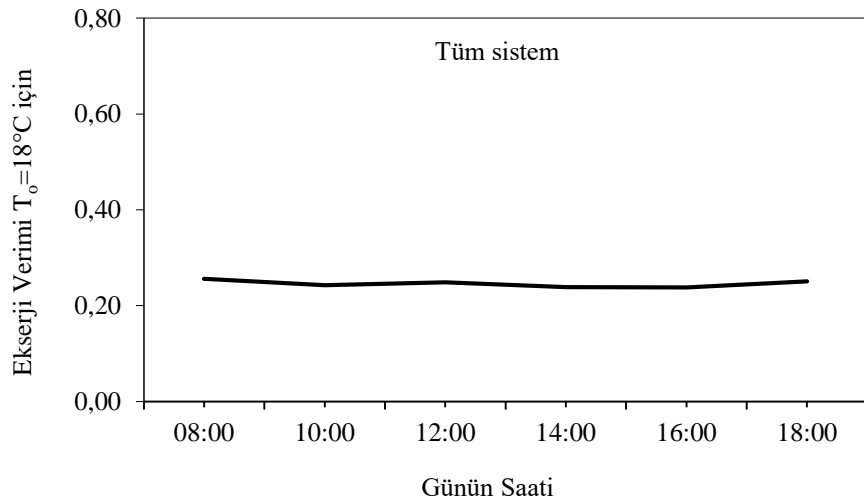
Şekil 4.2. Aralık ayı için kondenserdan alınan gücün, evaporatörden çekilen gücün ve kompresörün çektiği gücün gün boyunca değişimi

Şekil 4.3.te aralık ayında kondenser ve evaporatör kapasiteleri gün boyunca ortalama 3,9-5,1kW ve kompresörün çektiği güç ise 2,1kW değerlerindedir.



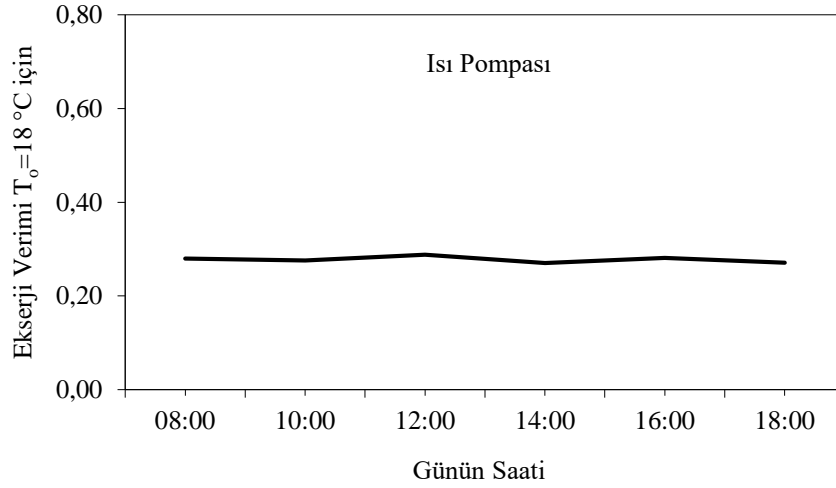
Şekil 4.3. 21 Aralık'ta ısı pompasının ekserji veriminin günün saatine göre değişimi

Şekil 4.3'te görüldüğü üzere, ısı pompasının ekserji verimi 0,272 ile 0,286 arasındadır. Isı pompasının günlük ortalama ekserji verimi ise 0,277'dir. En yüksek değer saat 18'de 0,286 olarak elde edilmiştir.



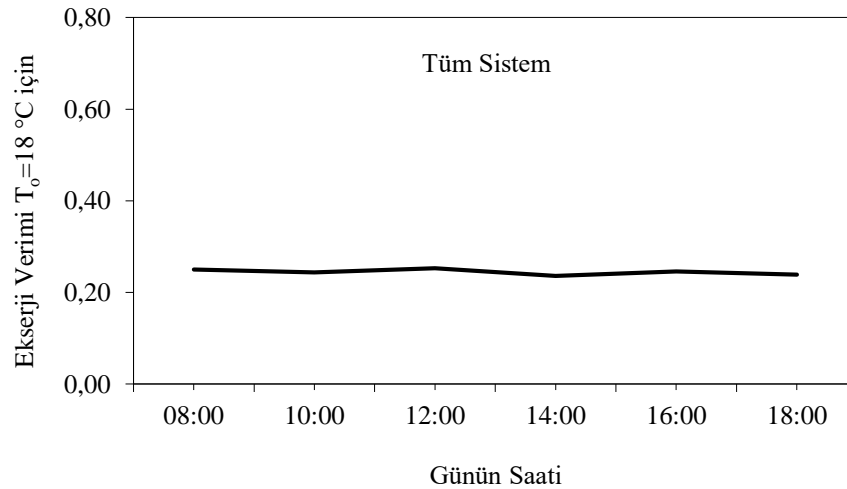
Şekil 4.4. 21 Aralık'ta tüm sistemin ekserji veriminin günün saatine göre değişimi

Şekil 4.4'te görüldüğü üzere, tüm sistemin ekserji verimi 0,238 ile 0,256 arasındadır. Tüm sistemin günlük ortalama ekserji verimi ise 0,246'dır. En yüksek değer saat 8'de 0,256 olarak elde edilmiştir.



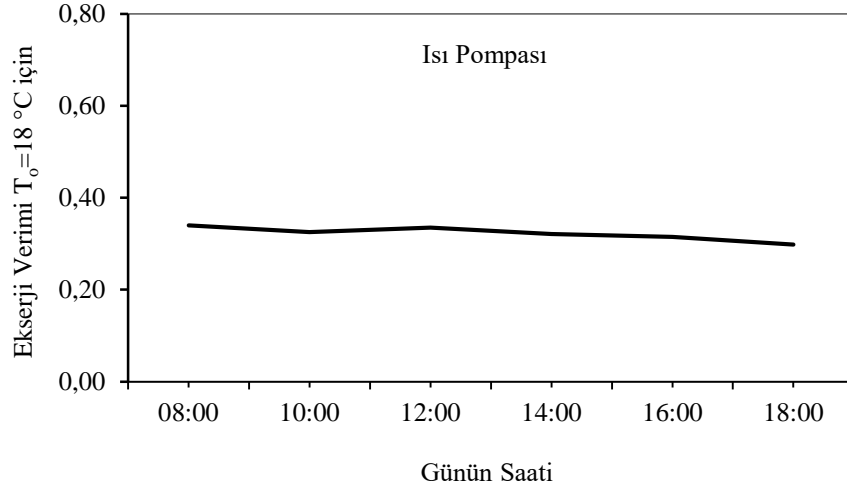
Şekil 4.5. 23 Aralık'ta ısı pompasının ekserji veriminin günün saatine göre değişimi

Şekil 4.5'te görüldüğü üzere, ısı pompasının ekserji verimi 0,270 ile 0,314 arasındadır. Isı pompasının günlük ortalama ekserji verimi ise 0,283'tür. En yüksek değer saat 8'de 0,314 olarak elde edilmiştir.



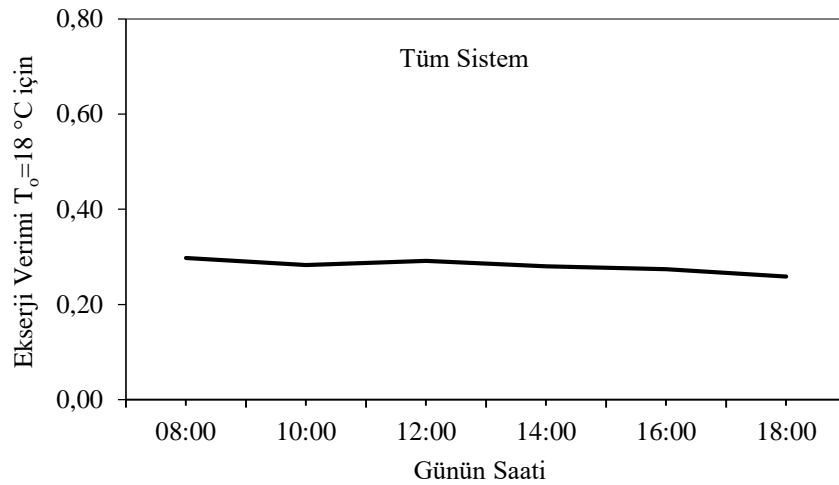
Şekil 4.6. 23 Aralık'ta tüm sistemin ekserji veriminin günün saatine göre değişimi

Şekil 4.6'da görüldüğü üzere, tüm sistemin ekserji verimi 0,236 ile 0,278 arasındadır. Tüm sistemin günlük ortalama ekserji verimi ise 0,249'dur. En yüksek değer saat 8'de 0,278 olarak elde edilmiştir.



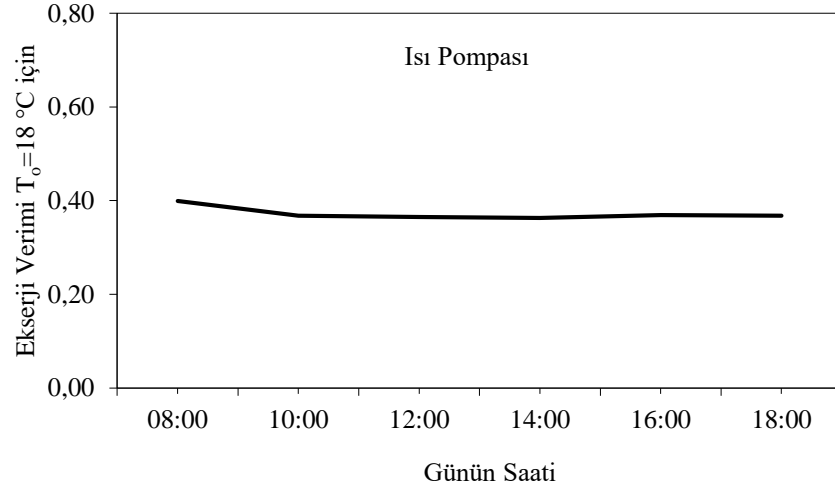
Şekil 4.7. 19 Mart'ta ısı pompasının ekserji veriminin günün saatine göre değişimi

Şekil 4.7'de görüldüğü üzere, ısı pompasının ekserji verimi 0,298 ile 0,340 arasındadır. Isı pompasının günlük ortalama ekserji verimi ise 0,322'dir. En yüksek değer saat 8'de 0,340 olarak elde edilmiştir.



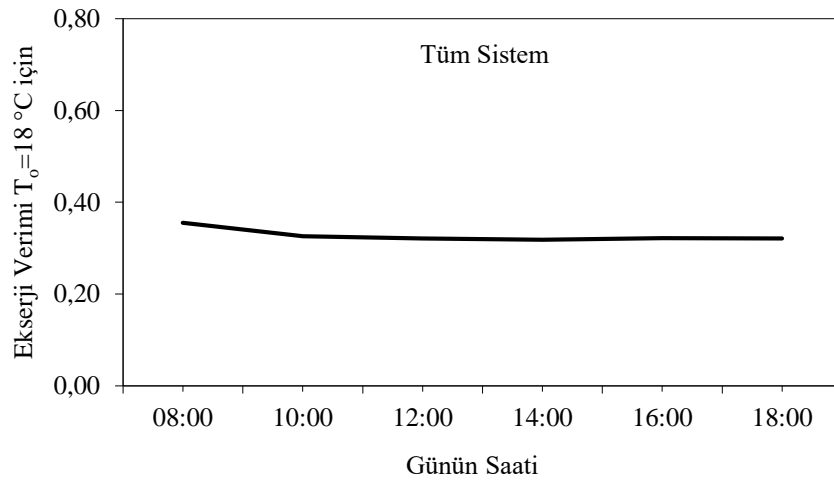
Şekil 4.8. 19 Mart'ta tüm sistemin ekserji veriminin günün saatine göre değişimi

Şekil 4.8’de görüldüğü üzere, tüm sistemin ekserji verimi 0,259 ile 0,298 arasındadır. Tüm sistemin günlük ortalama ekserji verimi ise 0,281’dir. En yüksek değer saat 8’de 0,298 olarak elde edilmiştir.



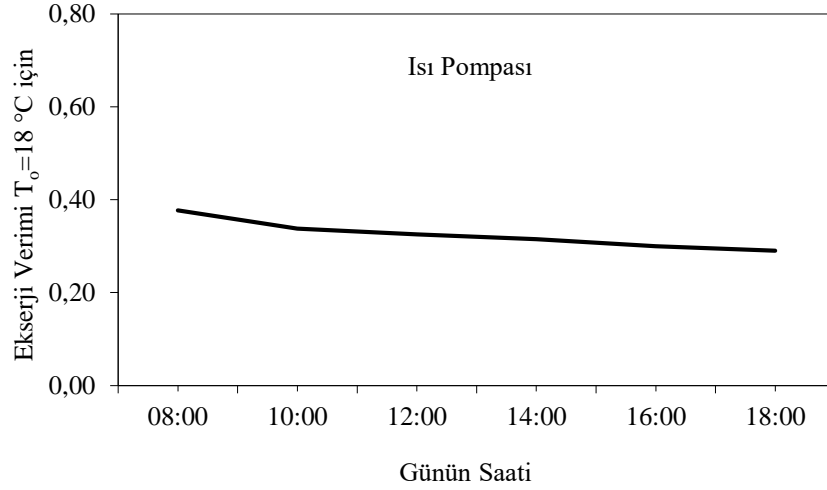
Şekil 4.9. 29 Mart'ta ısı pompasının ekserji veriminin günün saatine göre değişimi

Şekil 4.9’da görüldüğü üzere, ısı pompasının ekserji verimi 0,363 ile 0,399 arasındadır. Isı pompasının günlük ortalama ekserji verimi ise 0,372’dir. En yüksek değer saat 8’de 0,399 olarak elde edilmiştir.



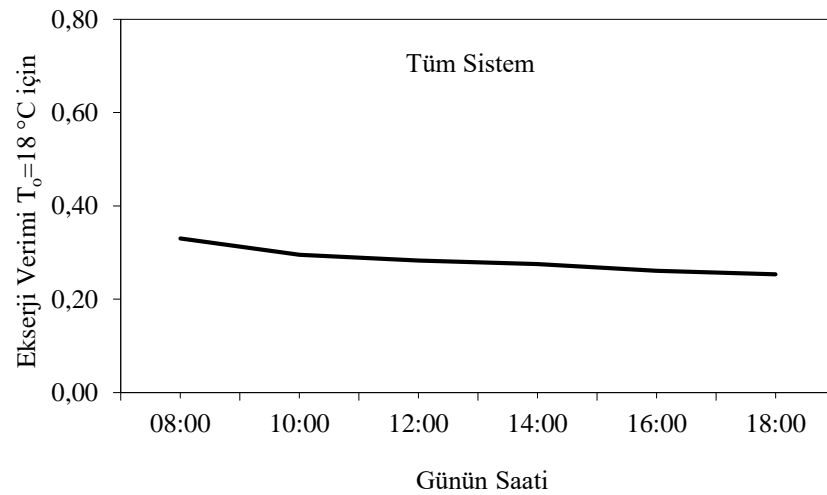
Şekil 4.10. 29 Mart'ta tüm sistemin ekserji veriminin günün saatine göre değişimi

Şekil 4.10'da görüldüğü üzere, tüm sistemin ekserji verimi 0,318 ile 0,355 arasındadır. Tüm sistemin günlük ortalama ekserji verimi ise 0,327'dir. En yüksek değer saat 8'de 0,355 olarak elde edilmiştir.



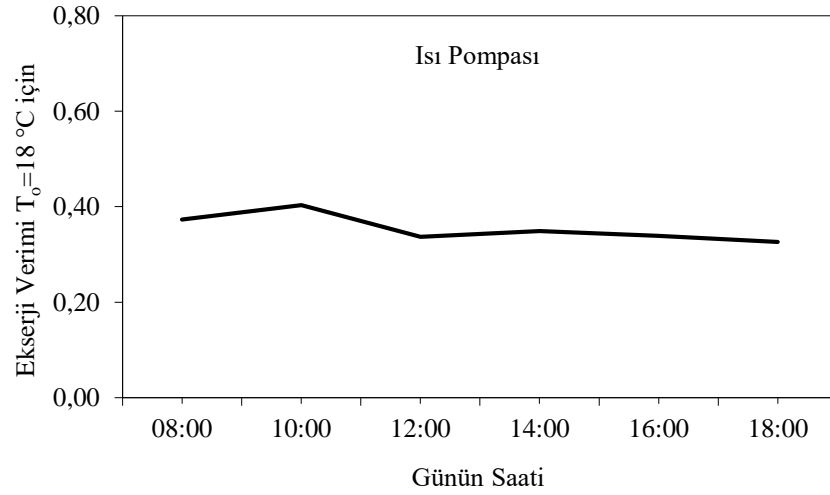
Şekil 4.11. 24 Nisan'da ısı pompasının ekserji veriminin günün saatine göre değişimi

Şekil 4.11'de görüldüğü üzere, ısı pompasının ekserji verimi 0,290 ile 0,377 arasındadır. Isı pompasının günlük ortalama ekserji verimi ise 0,324'tür. En yüksek değer saat 8'de 0,377 olarak elde edilmiştir.



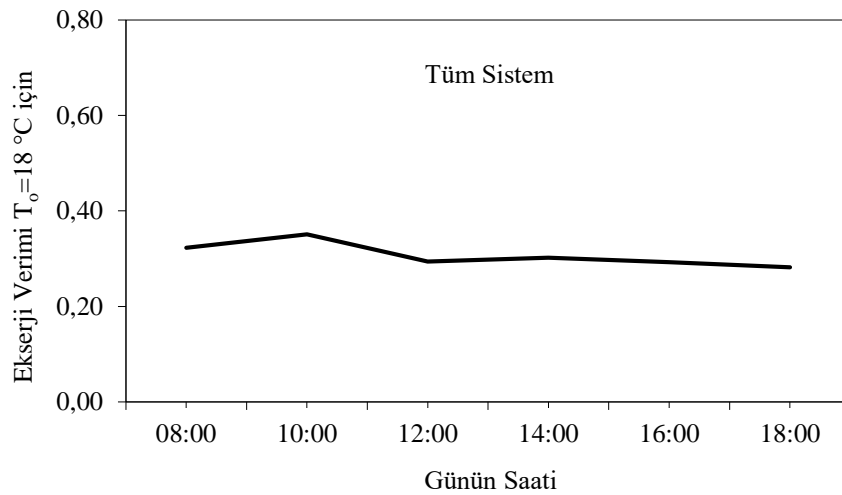
Şekil 4.12. 24 Nisan'da tüm sistemin ekserji veriminin günün saatine göre değişimi

Şekil 4.12’de görüldüğü üzere, tüm sistemin ekserji verimi 0,253 ile 0,330 arasındadır. Tüm sistemin günlük ortalama ekserji verimi ise 0,283’tür. En yüksek değer saat 8’de 0,330 olarak elde edilmiştir.



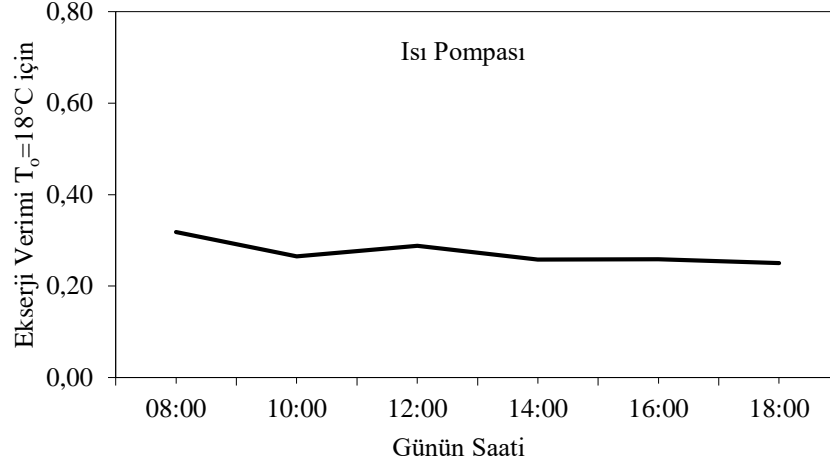
Şekil 4.13. 29 Nisan’da ısı pompasının ekserji veriminin günün saatine göre değişimi

Şekil 4.13’te görüldüğü üzere, ısı pompasının ekserji verimi 0,326 ile 0,403 arasındadır. Isı pompasının günlük ortalama ekserji verimi ise 0,355’tir. En yüksek değer saat 10’da 0,403 olarak elde edilmiştir.



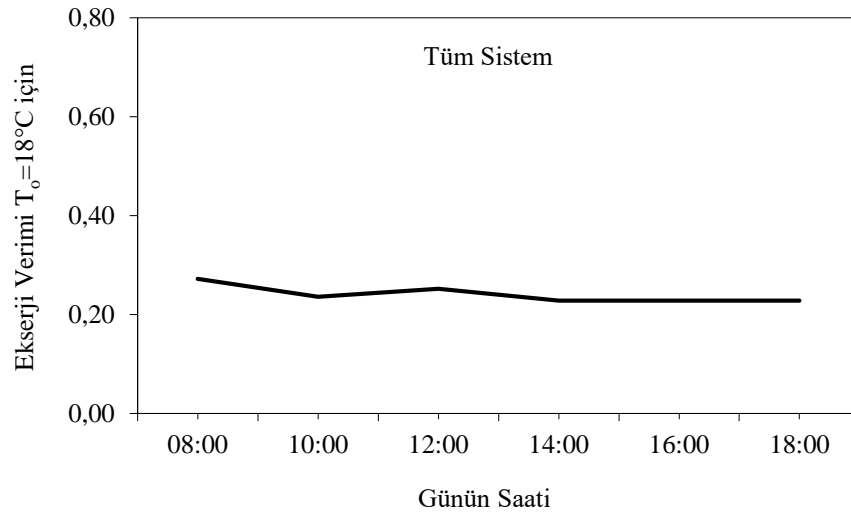
Şekil 4.14. 29 Nisan’da tüm sistemin ekserji veriminin günün saatine göre değişimi

Şekil 4.14'te görüldüğü üzere, tüm sistemin ekserji verimi 0,282 ile 0,351 arasındadır. Tüm sistemin günlük ortalama ekserji verimi ise 0,308'dir. En yüksek değer saat 10'da 0,351 olarak elde edilmiştir.



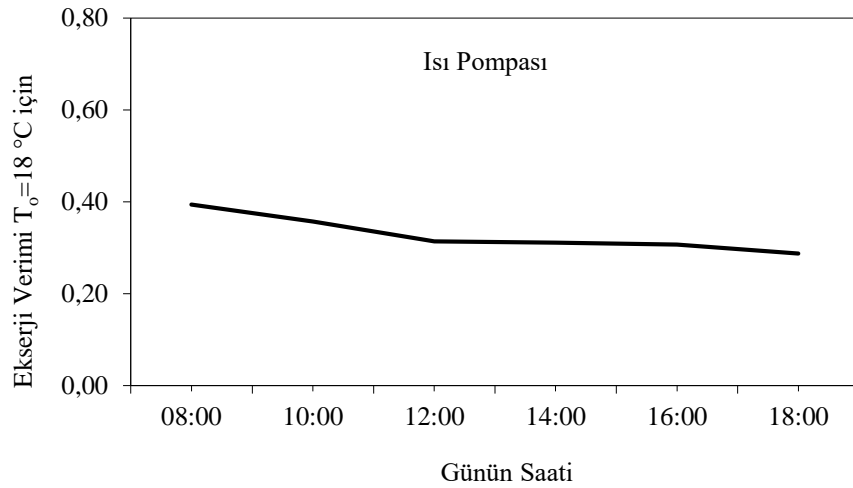
Şekil 4.15. 20 Ocak'ta ısı pompasının ekserji veriminin günün saatine göre değişimi

Şekil 4.15'te görüldüğü üzere, ısı pompasının ekserji verimi 0,250 ile 0,318 arasındadır. Isı pompasının günlük ortalama ekserji verimi ise 0,273'tür. En yüksek değer saat 8'de 0,318 olarak elde edilmiştir.



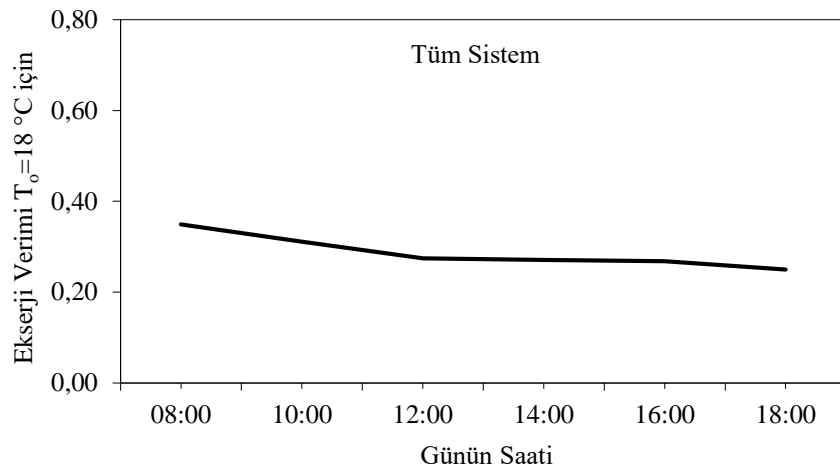
Şekil 4.16. 20 Ocak'ta tüm sistemin ekserji veriminin günün saatine göre değişimi

Şekil 4.16'da görüldüğü üzere, tüm sistemin ekserji verimi 0,228 ile 0,272 arasındadır. Tüm sistemin günlük ortalama ekserji verimi ise 0,241'dir. En yüksek değer saat 8'de 0,272 olarak elde edilmiştir.



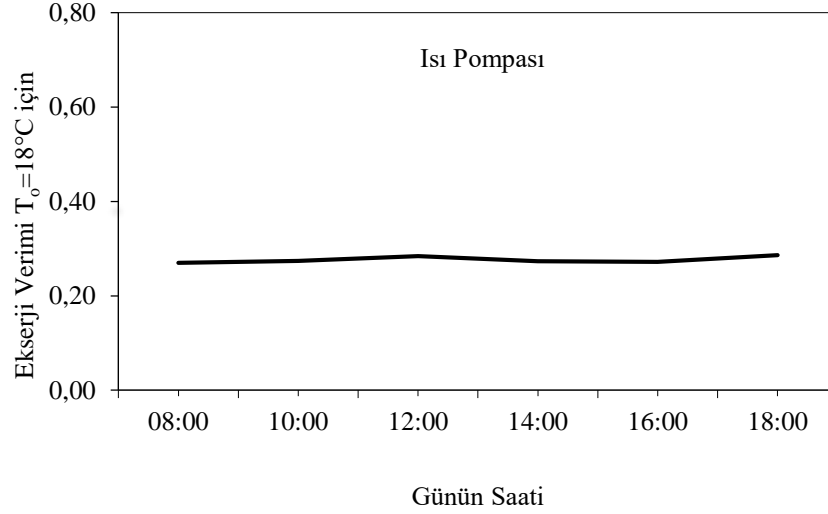
Şekil 4.17. 20 Şubat'ta ısı pompasının ekserji veriminin günün saatine göre değişimi

Şekil 4.17'de görüldüğü üzere, ısı pompasının ekserji verimi 0,287 ile 0,394 arasındadır. Isı pompasının günlük ortalama ekserji verimi ise 0,328'dir. En yüksek değer saat 8'de 0,394 olarak elde edilmiştir.



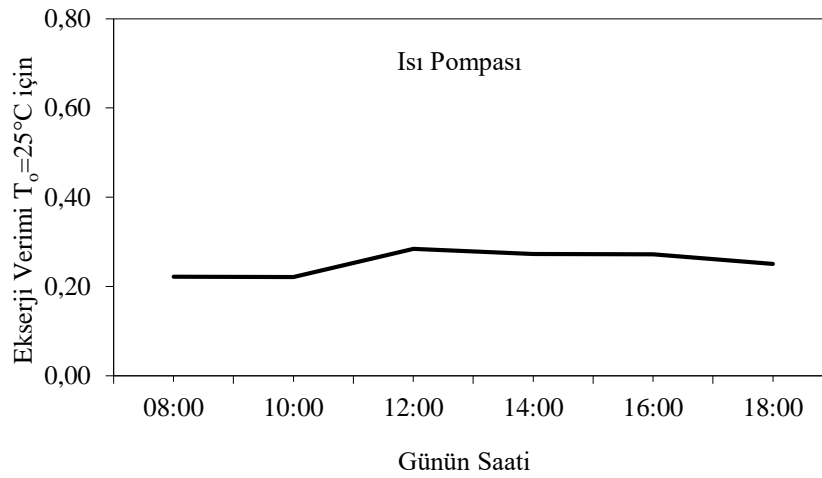
Şekil 4.18. 20 Şubat'ta tüm sistemin ekserji veriminin günün saatine göre değişimi

Şekil 4.18’de görüldüğü üzere, tüm sistemin ekserji verimi 0,250 ile 0,349 arasındadır. Tüm sistemin günlük ortalama ekserji verimi ise 0,287’dir. En yüksek değer saat 8’de 0,349 olarak elde edilmiştir.



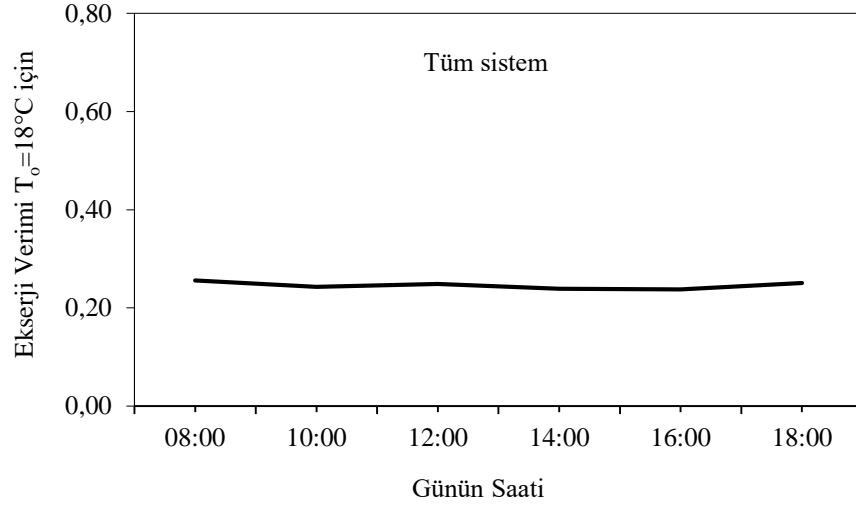
Şekil 4.19. 21 Aralık için ısı pompasının $T_0=18^\circ\text{C}$ 'deki ekserji verimi

Şekil 4.19’da görüldüğü üzere 21 Aralık için ısı pompasının ekserji verimi 0,272 ile 0,286 arasındadır. Isı pompasının $T_0=18^\circ\text{C}$ 'deki günlük ortalama ekserji verimi ise 0,277’dir. En yüksek değer saat 18’de 0,286 olarak elde edilmiştir.



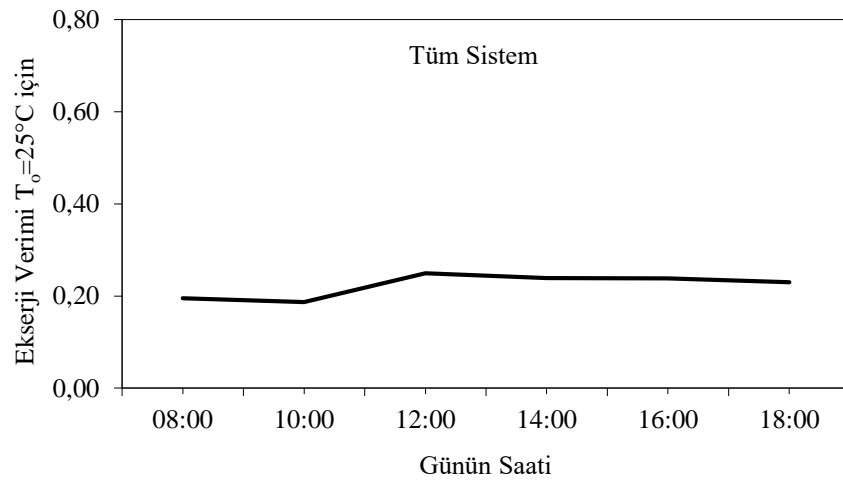
Şekil 4.20. 21 Aralık için ısı pompasının $T_0=25^\circ\text{C}$ 'deki ekserji verimi

Şekil 4.20’de görüldüğü üzere 21 Aralık için ısı pompasının ekserji verimi 0,211 ile 0,284 arasındadır. Isı pompasının $T_0=25^\circ\text{C}$ ’deki günlük ortalama ekserji verimi 0,252 bulunmaktadır. En yüksek değer saat 12’de 0,284 olarak elde edilmiştir.



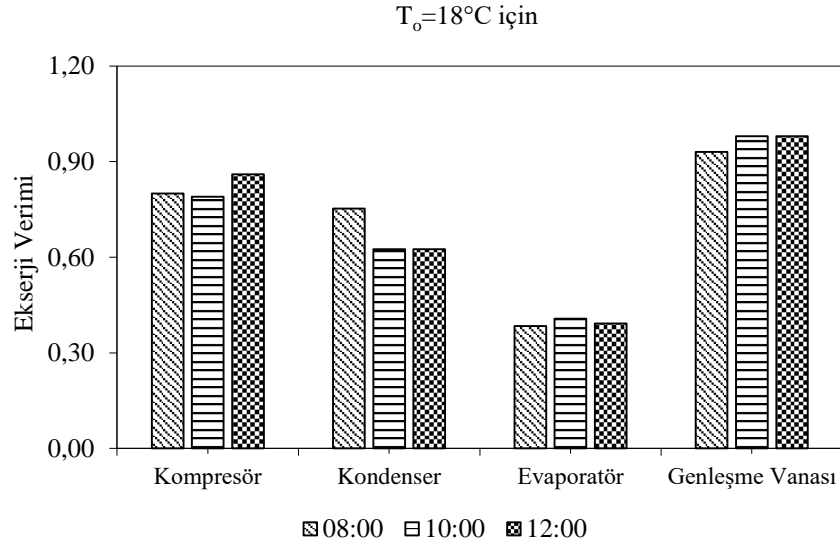
Şekil 4.21. 21 Aralık için tüm sistemin $T_0=18^\circ\text{C}$ ’deki ekserji verimi

Şekil 4.21’de görüldüğü üzere 21 Aralık için tüm sistemin ekserji verimi 0,238 ile 0,256 arasındadır. Tüm sistemin $T_0=18^\circ\text{C}$ ’deki günlük ortalama ekserji verimi ise 0,246’dır. En yüksek değer saat 8’de 0,256 olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.22. 21 Aralık için tüm sistemin $T_0=25^\circ\text{C}$ ’deki ekserji verimi

Şekil 4.22’de görüldüğü üzere 21 Aralık için tüm sistemin ekserji verimi 0,187 ile 0,286 arasındadır. Tüm sistemin $T_0=25^\circ\text{C}$ ’deki günlük ortalama ekserji verimi ise 0,232’dir. En yüksek değer saat 18’de 0,286 olarak elde edilmiştir.

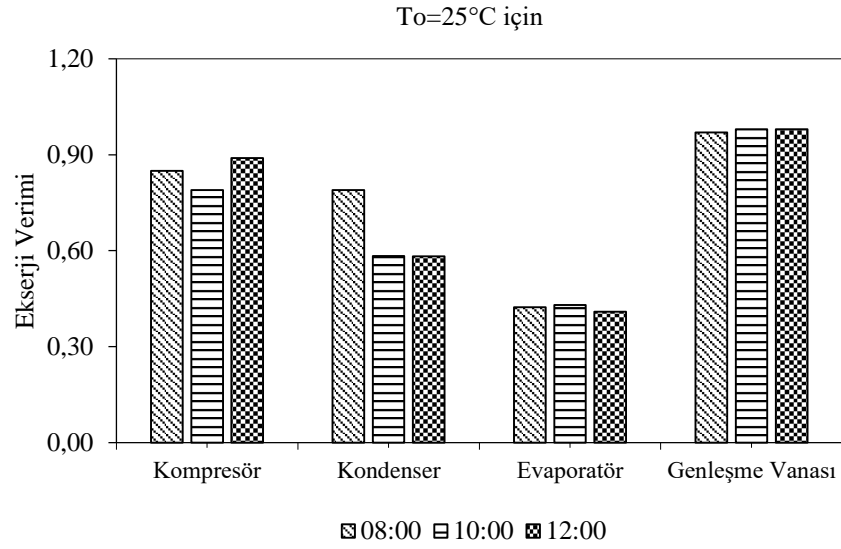


Şekil 4.23. 21 Aralık için sistem elemanlarının $T_0=18^\circ\text{C}$ ’deki ekserji verimi

Çizelge 4.1. 21 Aralık için sistem elemanlarının $T_0=18^\circ\text{C}$ ’deki ekserji verimi

Saat	Kompresör	Kondenser	Evaporatör	Genleşme Vanası
08:00	0,80	0,75	0,38	0,93
10:00	0,79	0,63	0,41	0,98
12:00	0,86	0,62	0,39	0,98

Şekil 4.23 ve Çizelge 4.1’de görüldüğü üzere sistem elemanları arasında elde edilen en yüksek ekserji verimi 0,98 değeri ile genleşme vanasındadır. Evaporatör ise 0,38 ile en düşük ekserji verim değerini göstermiştir.

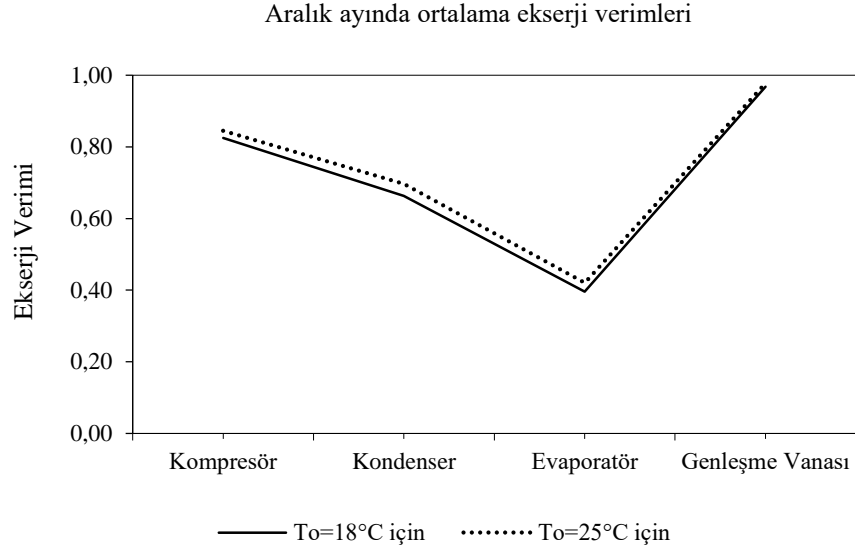


Şekil 4.24. 21 Aralık için sistem elemanlarının T₀=25°C'deki ekserji verimi

Çizelge 4.2. 21 Aralık için sistem elemanlarının T₀=25°C'deki ekserji verimi

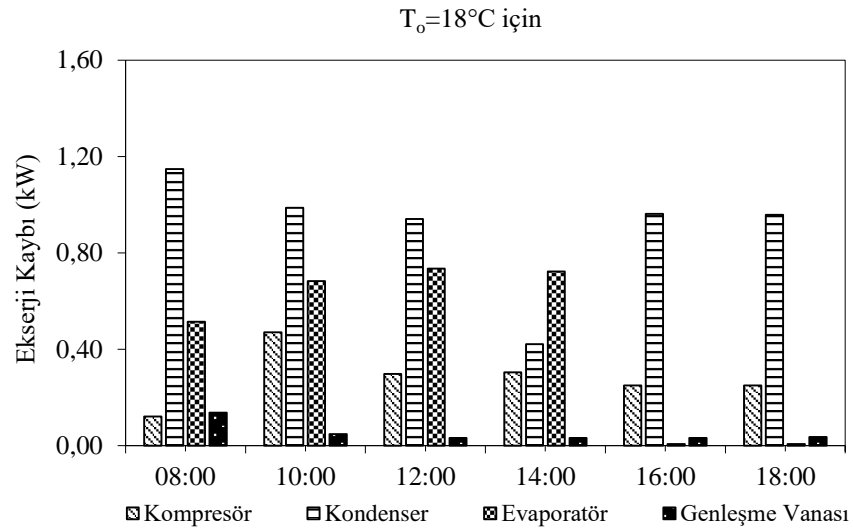
Saat	Kompresör	Kondenser	Evaporatör	Genleşme Vanası
08:00	0,85	0,79	0,42	0,97
10:00	0,79	0,58	0,43	0,98
12:00	0,89	0,58	0,41	0,98

Şekil 4.24 ve Çizelge 4.2'de görüldüğü üzere sistem elemanları arasında elde edilen en yüksek ekserji verimi 0,98 değeri ile genleşme vanasındadır. Evaporatör ise 0,41 ile en düşük ekserji verim değerini göstermiştir.



Şekil 4.25. 21 Aralık için sistem elemanlarının $T_0=18^\circ\text{C}$ ve $T_0=25^\circ\text{C}$ 'deki ortalama ekserji verimi

Şekil 4.25. te görüldüğü üzere sistem elemanları arasında elde edilen en yüksek ekserji verimi $T_0=25^\circ\text{C}$ 'de gerçekleşmiştir. $T_0=18^\circ\text{C}$ 'de her bir elemanda verimler daha düşük seyretmiştir.

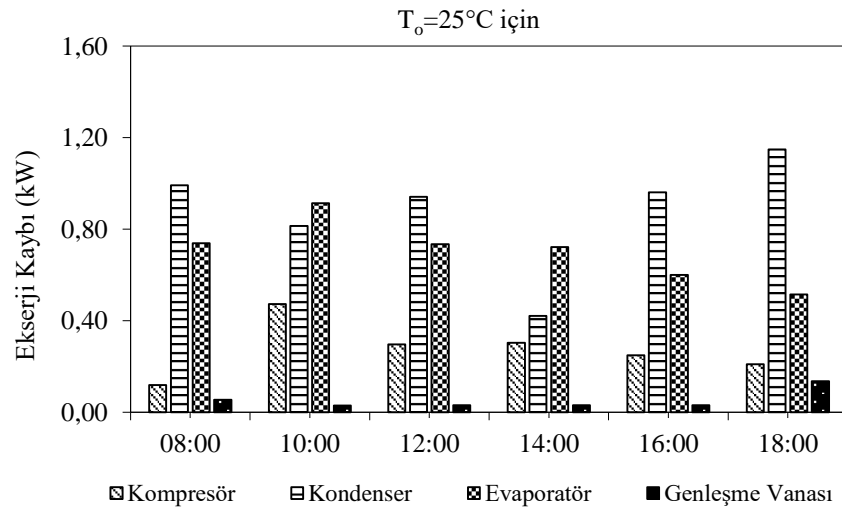


Şekil 4.26. 21 Aralık için sistem elemanlarının $T_0=18^\circ\text{C}$ 'deki ortalama ekserji kayıpları

Çizelge 4.3. 21 Aralık için sistem elemanlarının $T_0=18^\circ\text{C}$ 'deki ortalama ekserji kayıpları

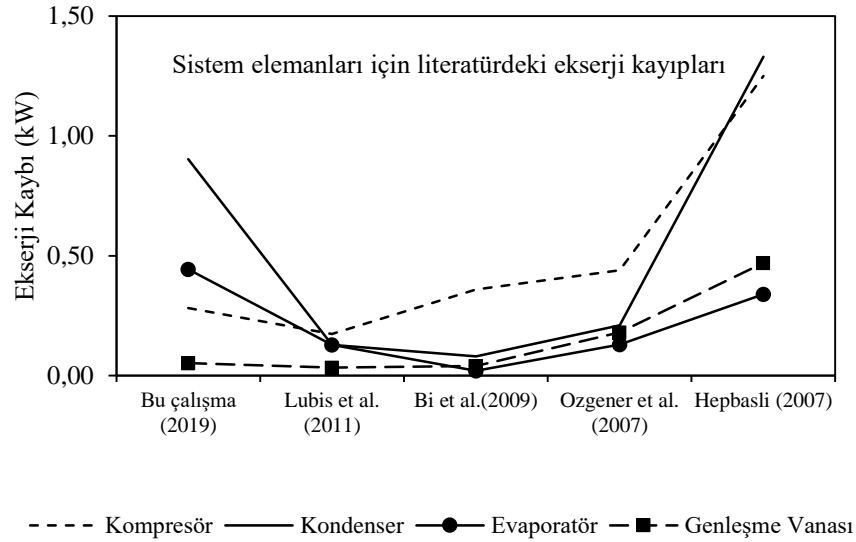
Saat	Kompresör	Kondenser	Evaporatör	Genleşme Vanası
08:00	0,12	1,15	0,51	0,14
10:00	0,47	0,99	0,68	0,05
12:00	0,30	0,94	0,74	0,03
14:00	0,30	0,42	0,72	0,03
16:00	0,25	0,96	0,01	0,03
18:00	0,25	0,96	0,01	0,04

Şekil 4.26 ve Çizelge 4.3'te kondenserdeki kayıplar en yüksek seyretmekte olup maksimum 1,15 bulunmuştur. En düşük kayıplar ise 0,03 değeriyle genleşme vanasında gerçekleşmiştir.

**Şekil 4.27.** 21 Aralık için sistem elemanlarının $T_0=25^\circ\text{C}$ 'deki ortalama ekserji kayıpları**Çizelge 4.4.** 21 Aralık için sistem elemanlarının $T_0=25^\circ\text{C}$ 'deki ortalama ekserji kayıpları

Saat	Kompresör	Kondenser	Evaporatör	Genleşme Vanası
08:00	0,12	0,99	0,74	0,06
10:00	0,47	0,81	0,91	0,03
12:00	0,30	0,94	0,74	0,03
14:00	0,30	0,42	0,72	0,03
16:00	0,25	0,96	0,62	0,03
18:00	0,21	1,15	0,51	0,14

Şekil 4.27 ve Çizelge 4.4'te kondenserdeki kayıplar en yüksek seyretmekte olup maksimum 1,15 bulunmuştur. Saat 10'da evaporatördeki kayıplar en yüksektir. En düşük kayıplar ise 0,03 değeriyle genişleme vanasında gerçekleşmiştir.

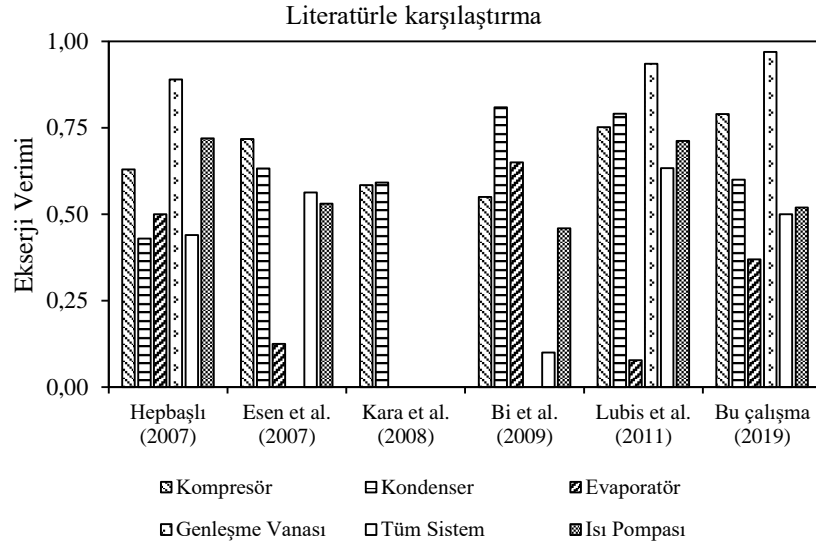


Şekil 4.28. Sistem elemanlarının ekserji kayıplarının literatürdekilerle karşılaştırılması

Çizelge 4.5. Sistem elemanlarının ekserji kayıplarının literatürdekilerle karşılaştırılması

Literatür	Kompresör	Kondenser	Evaporatör	Genleşme Vanası
Bu çalışma (2019)	0,28	0,90	0,44	0,05
Lubis et al. (2011)	0,17	0,13	0,13	0,03
Bi et al. (2009)	0,36	0,08	0,02	0,04
Ozgener et al. (2007)	0,44	0,21	0,13	0,18
Hepbasli (2007)	1,25	1,33	0,34	0,47

Şekil 4.28. ve Çizelge 4.5'te görüldüğü üzere bu çalışmadaki sistem elemanlarının ekserji kayıp oranları literatürdeki çalışmalara benzerlik göstermektedir.

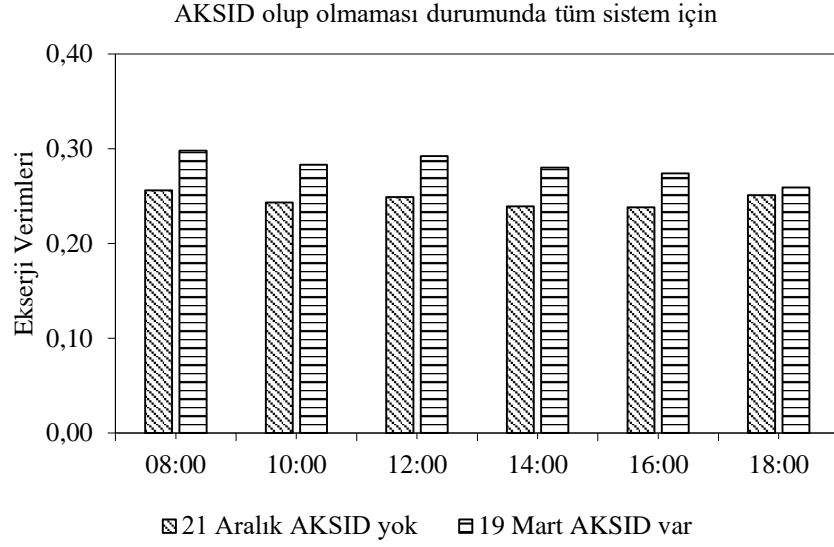


Şekil 4.29. Sistem elemanlarının, ısı pompasının ve tüm sistemin ekserji verimlerinin literatürdeki ekserji verimleriyle karşılaştırılması

Çizelge 4.6. Sistem elemanlarının, ısı pompasının ve tüm sistemin ekserji verimlerinin literatürdeki ekserji verimleriyle karşılaştırılması

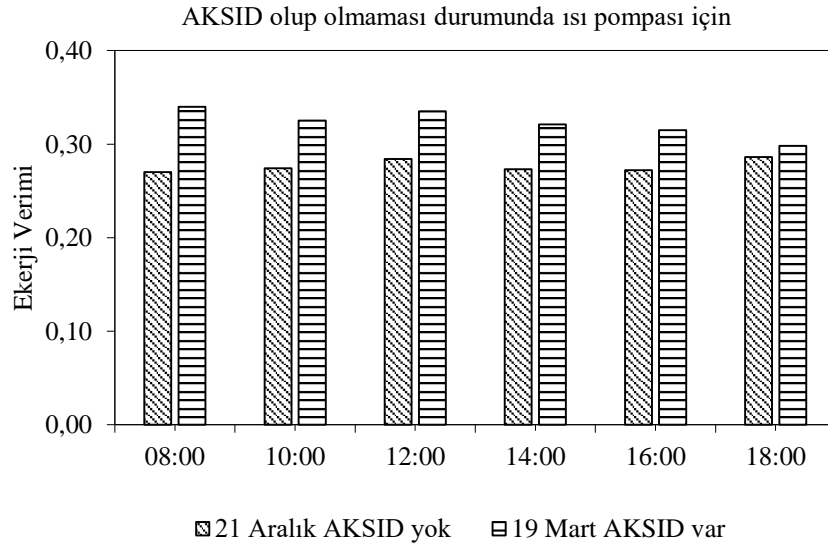
Saat	Kompresör	Kondenser	Evaporatör	Genleşme Vanası	Tüm Sistem	Isı Pompası
Hepbaşlı (2007)	0,63	0,48	0,50	0,89	0,44	0,72
Esen <i>et al.</i> (2007)	0,72	0,63	0,13	-	0,53	0,63
Kara <i>et al.</i> (2008)	0,58	0,59	-	-	-	-
Bi <i>et al.</i> (2009)	0,55	0,81	0,65	-	0,10	0,46
Lubis <i>et al.</i> (2011)	0,75	0,79	0,08	0,94	0,63	0,71
Bu çalışma (2019)	0,79	0,60	0,37	0,97	0,50	0,52

Şekil 4.29 ve Çizelge 4.6'ya görüldüğü üzere bu çalışmada 25 Nisan 2010 verilerine göre hesaplanan sistem elemanlarının ekserji verimleri kompresör için %79, kondenser için %60, evaporatör için %37, genleşme vanası için %97, tüm sistem için %50 ve ısı pompası için %52 olarak elde edilmiştir.



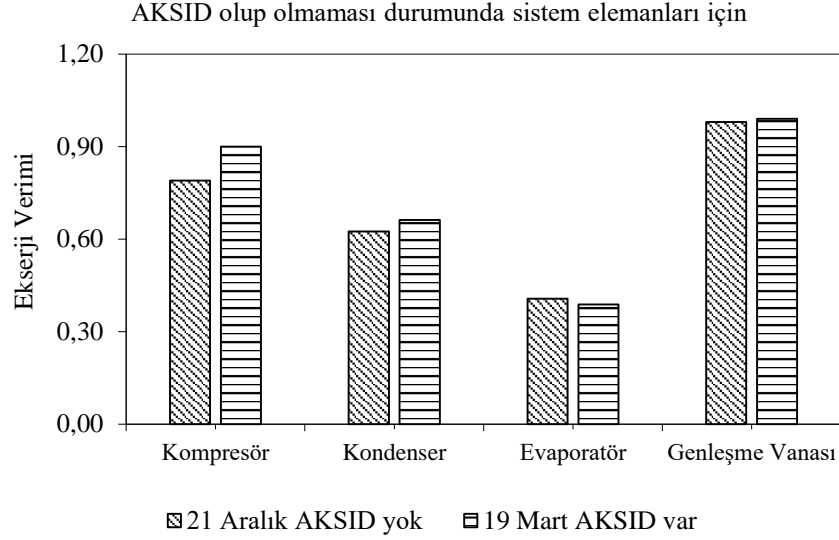
Şekil 4.30. AKSID olup olmaması durumunda tüm sistemin günün saatine göre ekserji verimleri

Şekil 4.30.da elde edilen tüm veriler ışığında aşırı kızdırma soğutma eşanjörü kullanıldığı durumda tüm sistemin veriminin arttığı gözlenmiştir.



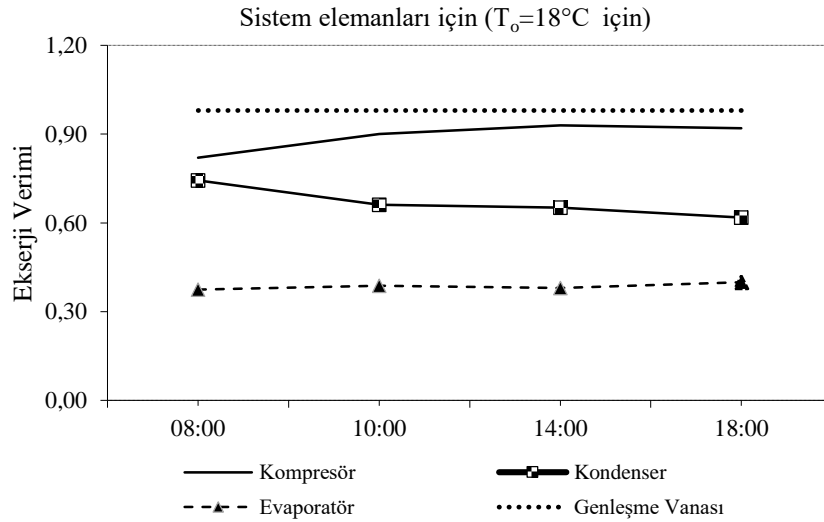
Şekil 4.31. AKSID olup olmaması durumunda ısı pompasının günün saatine göre ekserji verimleri

Şekil 4.31’de elde edilen tüm veriler ışığında aşırı kızdırma soğutma eşanjörü kullanıldığı durumda ısı pompasının veriminin arttığı gözlenmiştir.



Şekil 4.32. AKSID olup olmaması durumunda sistem elemanlarının ekserji verimleri

Şekil 4.32’de elde edilen tüm veriler ışığında aşırı kızdırma soğutma eşanjörü kullanıldığı durumda evaporatör dışında sistem elemanlarının ekserji verimlerinin arttığı gözlenmiştir.

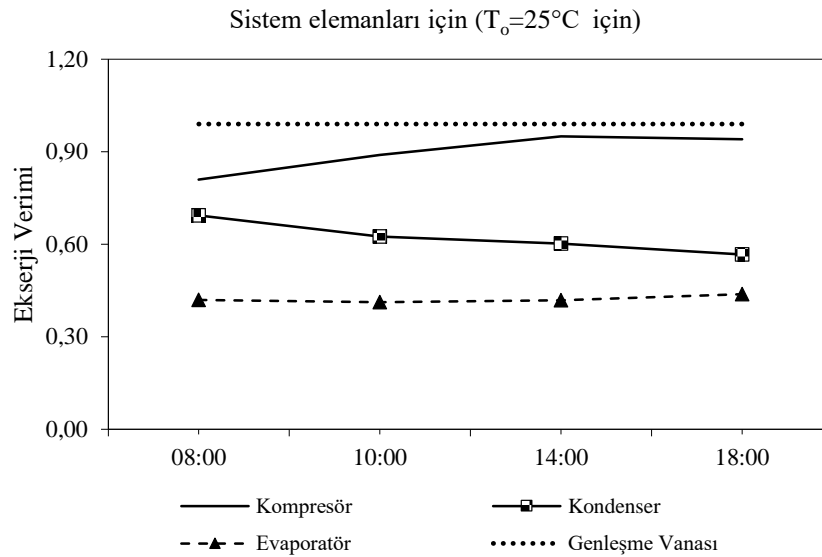


Şekil 4.33. Mart ayında sistem elemanlarının ekserji verimleri ($T_o=18^\circ\text{C}$ için)

Çizelge 4.7. Mart ayında sistem elemanlarının ekserji verimleri ($T_o=18^\circ\text{C}$ için)

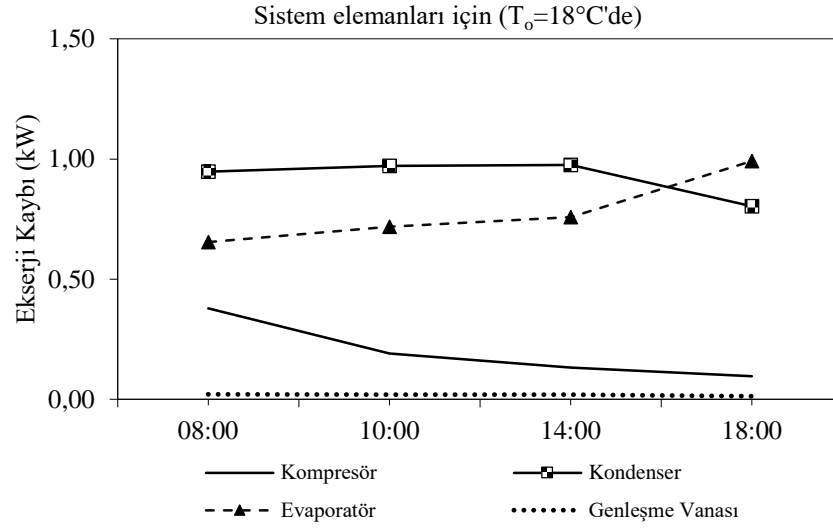
Saat	Kompresör	Kondenser	Evaporatör	Genleşme Vanası
08:00	0,82	0,74	0,37	0,98
10:00	0,90	0,66	0,39	0,98
14:00	0,93	0,65	0,38	0,98
18:00	0,92	0,62	0,40	0,98

Şekil 4.33 ve Çizelge 4.7'ye göre $T_o=18^\circ\text{C}$ için sistem elemanlarında en yüksek verim genleşme vanasında, en düşük verim evaporatörde görülmüştür.

**Şekil 4.34.** Mart ayında sistem elemanlarının ekserji verimleri ($T_o=25^\circ\text{C}$ için)**Çizelge 4.8.** Mart ayında sistem elemanlarının ekserji verimleri ($T_o=25^\circ\text{C}$ için)

Saat	Kompresör	Kondenser	Evaporatör	Genleşme Vanası
08:00	0,81	0,69	0,42	0,99
10:00	0,89	0,63	0,41	0,99
14:00	0,95	0,60	0,42	0,99
18:00	0,94	0,57	0,44	0,99

Şekil 4.34 ve Çizelge 4.8'e göre $T_o=18^\circ\text{C}$ için sistem elemanlarında en yüksek verim genleşme vanasında, en düşük verim evaporatörde görülmüştür.

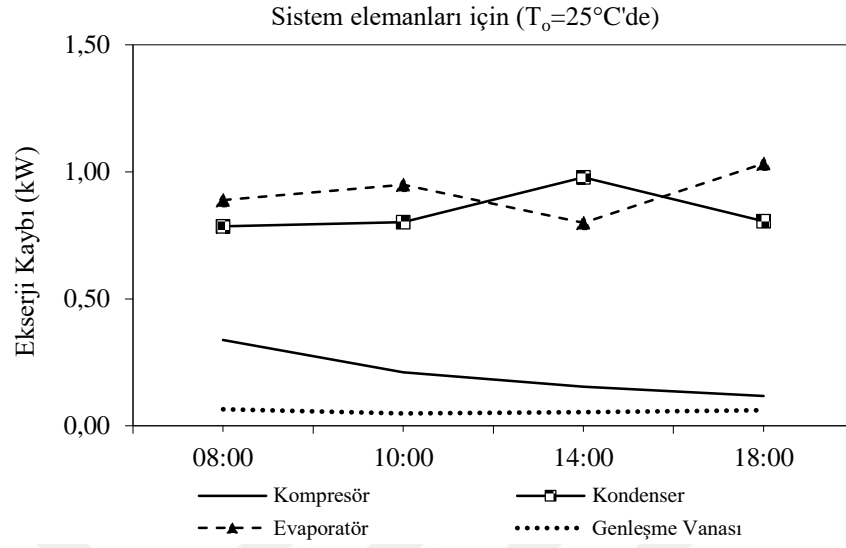


Şekil 4.35. Mart ayında sistem elemanlarının günün saatine göre ekserji kayıpları ($T_o=18^\circ\text{C}$ için)

Çizelge 4.9. Mart ayında sistem elemanlarının ekserji kayıpları ($T_o=18^\circ\text{C}$ için)

Saat	Kompresör	Kondenser	Evaporatör	Genleşme Vanası
08:00	0,38	0,95	0,66	0,02
10:00	0,19	0,97	0,72	0,02
14:00	0,13	0,98	0,76	0,02
18:00	0,10	0,80	0,99	0,01

Şekil 4.35 ve Çizelge 4.9'a göre $T_o=18^\circ\text{C}$ için sistem elemanlarında en yüksek ekserji kaybı kondenserde, en düşük ekserji kaybı genleşme vanasında görülmüştür.

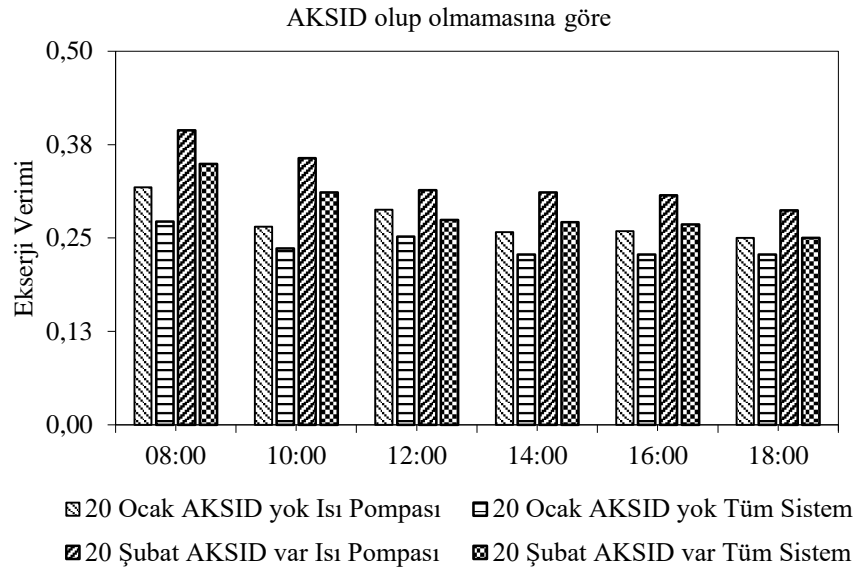


Şekil 4.36. Mart ayında sistem elemanlarının günün saatine göre ekserji kayıpları ($T_o=25^\circ\text{C}$ için)

Çizelge 4.10. Mart ayında sistem elemanlarının ekserji kayıpları ($T_o=25^\circ\text{C}$ için)

Saat	Kompresör	Kondenser	Evaporatör	Genleşme Vanası
08:00	0,34	0,79	0,89	0,07
10:00	0,21	0,80	0,95	0,05
14:00	0,15	0,98	0,80	0,05
18:00	0,12	0,81	1,03	0,06

Şekil 4.36 ve Çizelge 4.10'a göre $T_o=25^\circ\text{C}$ için sistem elemanlarında en yüksek ekserji kondenserde, en düşük ekserji genleşme vanasında görülmüştür.



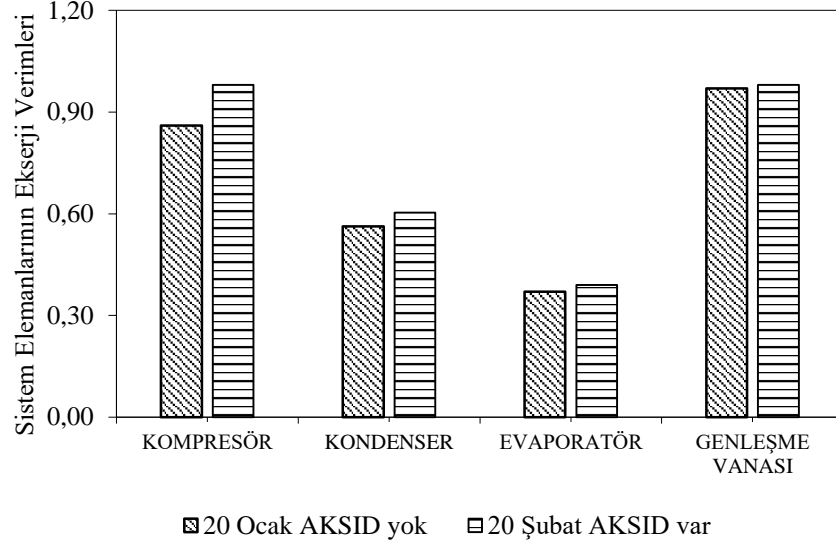
Şekil 4.37. 20 Ocak ve 20 Şubat'ta AKSID olması ve olmaması durumunda ısı pompası ve tüm sistemin ekserji verimleri

Çizelge 4.11. 20 Ocak ve 20 Şubat'ta AKSID olması ve olmaması durumunda ısı pompası ve tüm sistemin ekserji verimleri

Tarih	Saat	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00
20 Ocak AKSID yok	Isı Pompası	0,32	0,27	0,29	0,26	0,26	0,25
	Tüm Sistem	0,27	0,24	0,25	0,23	0,23	0,23
20 Şubat AKSID var	Isı Pompası	0,39	0,36	0,31	0,31	0,31	0,29
	Tüm Sistem	0,35	0,31	0,27	0,27	0,27	0,25

Şekil 4.37. ve Çizelge 4.11'e göre AKSID olduğu durumlarda tüm sistemin ve ısı pompasının ekserji verimleri, AKSID olmadığı durumlardan daha yüksektir.

AKSID olup olmamasına göre



Şekil 4.38. 20 Ocak ve 20 Şubat'ta AKSID olması ve olmaması durumunda sistem elemanlarının ekserji verimleri

Çizelge 4.12. 20 Ocak ve 20 Şubat'ta AKSID olması ve olmaması durumunda sistem elemanlarının ekserji verimleri

Tarih	Kompresör	Kondenser	Evaporatör	Genleşme Vanası
20 Ocak AKSID yok	0,86	0,56	0,37	0,97
20 Şubat AKSID var	0,98	0,60	0,39	0,98

Şekil 4.38 ve Çizelge 4.12'ye göre AKSID olduğu durumlarda sistem elemanlarının ekserji verimleri, AKSID olmadığı durumlardan daha yüksektir.

Çizelge 4.13. 25 Nisan 2010’da toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ekserji analiz sonuçları

Elemanlar	Ürün ekserjisi	Yakıt ekserjisi	Ekserji kaybı	Ekserji verimi
Kompresör	1,850	2,340	0,490	0,79
Kondenser	0,613	1,018	0,405	0,60
Gen. vanası	1,876	1,925	0,049	0,97
Evaporatör	3,983	10,86	6,877	0,37
Toprak ısı değ.	0,178	0,251	0,073	0,71
Isıtma ünitesi	0,153	0,612	0,459	0,25
PI	0,035	0,157	0,122	0,22
PII	0,028	0,141	0,113	0,20
Isı pompası sis.	8,322	16,143	1,632	0,52
Tüm sistem	8,716	17,304	8,588	0,50

Çizelge 4.13.’te toprak kaynaklı ısı pompasının 25 Nisan 2010 tarihinde yapılan deneysel verilerden elde edilen ekserji analiz sonuçları verilmiştir. Bu sonuçlara göre genişleme vanası %97’lik verim ile en yüksek ekserji verimine sahiptir. Daha sonra %79’luk verim ile kompresör gelmektedir. Kompresörü %71’lik verim ile toprak ısı değiştiricisi takip etmektedir. Daha sonra %60 ile kondenser, %37 ile evaporatör, %25 ile ısıtma ünitesi, %22 ve %20’lik verimle sirkülasyon pompaları izlemektedir. En yüksek ekserji kaybı 6,877 kW ile evaporatörde gerçekleşmiştir. Ayrıca, ısı pompasının ekserji verimi %52 iken tüm sistemin ekserji verimi %50 olarak hesaplanmıştır. Bu değerler bu çalışmada elde edilen en yüksek ısı pompası ekserji verimi ve en yüksek tüm sistem ekserji verimidir.

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Devletlerin ve ekonomilerin en önemli kalemi olan enerji, çoğu zaman savaşların da en önemli sebebidir. Sağlıklı yaşamdan barışa her konuda doğrudan veya dolaylı etkisi olan enerjinin mühendislikte de en önemli konulardan biri olması yadsınamaz. Gaye ise bu kıymetli varlığa kolay ulaşabilmek, onu yenileyebilmek ve tüm bunları yaparken doğaya zarar vermemektir.

Günümüzde geleneksel ısıtma ve soğutma sistemlerine alternatif olarak ısı pompası sistemi son yıllarda en çok rağbet gören sistemlerden biridir. Isı pompasının, konut ısıtılması ve soğutulmasında uygulanması hem maddi anlamda bir kazanç hem de doğal kaynakların verimli kullanılması ve çevreye zararlı olan emisyonların azaltılması açısından önemlidir. Isı pompası sistemleri, geleneksel sistemlere göre ısıtma enerjisi giderini azaltmakta ve önemli bir enerji kazancı sağlamaktadır. Isı pompası sistemlerinde, ısı kaynağı olarak doğadaki hava, toprak ve su gibi tabii varlıklardan yararlanıldığı için endüstriyel uygulama alanlarında da geniş yer bulmuştur.

Isı pompasının; atıl ısının değerlendirilmesi, oldukça güvenilir olması, bakım onarım giderlerinin az olması, aşınım probleminin olmaması, ömrünün uzun olması, yüksek olmayan yüklerde işletilmesi durumunda bile sistem veriminin yüksek olması, enerji sarfiyatının az olması ve çevre kirliliği doğurmaması gibi avantajları vardır. Bu avantajların bilinmesine rağmen ilk yatırım maliyeti dolayısıyla henüz beklenen kadar çok kullanılmamaktadır.

Yenilenebilir enerji kaynaklarının düşük sıcaklığa sahip olanları, ısı pompası sistemlerinde kullanılabilir. Su, hava, düşük sıcaklıktaki jeotermal sular, deniz suyu, göl suyu ve güneş enerjisi gibi birincil enerji kaynakları ısı pompalarına temel kaynak

olmaktadırlar. Bu kaynakların ısı pompalarında kullanılması ülke için büyük bir avantajdır.

Birincil enerji kaynaklarından olan katı, sıvı ve gaz yakıtların yakılmasından dolayı, özellikle azot oksit (NO₂), sülfür dioksit (SO₂) ve karbondioksit (CO₂) gibi gazların emisyon miktarı artar ve bu da çevre kirliliği, sağlık sorunları ve iklim değişikliği gibi birçok problem doğurur. Isı pompaları, yaygın ısıtma sistemlerine nazaran birincil enerjiyi daha az harcadıkları için CO₂, NO₂, SO₂ gibi çevreye zararlı gazların emisyonlarını önemli oranda düşürmektedir.

Bu çalışmada, Erzurum ilinde toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ekserji analizi yapılmıştır. Deneyler Erzurum'un ısıtma sezonu boyunca yapılmış, elde edilen veriler üzerinden sistem elemanlarının ve tüm sistemin ekserji verimi hesaplanmıştır. Deneysel ölçümlerden elde edilen sonuçlara göre, ısı pompasının ve tüm sistemin ortalama performans katsayısı sırasıyla 2,6-2,2 değerlerinde bulunmuştur.

Deneysel veriler ışığında yapılan hesaplamalar sonucunda ısı pompasının ortalama ekserji verimi %31 ve tüm sistemin ortalama ekserji verimi ise %35 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre en yüksek ekserji verimleri tüm sistem için %50, ısı pompası için %52 olarak 25 Nisan 2010 tarihindeki deneysel verilerden elde edilmiştir.

Bu çalışmada 25 Nisan 2010 verilerinden elde edilen sonuçlara göre sistem elemanlarının ekserji verimleri ve literatürdeki sistem elemanlarının ekserji verimleri karşılaştırmaları şu şekildedir: Bu çalışmada genleşme vanasının ekserji verimi %97 iken Lubis *et al.* (2011) çalışmasında genleşme vanasının ekserji verimi %94'tür. Bu çalışmadaki ekserji verimine göre literatürdeki ekserji verimi %3 kadar farklıdır. Bu çalışmada kompresörün ekserji verimi %79 iken Lubis *et al.* (2011) çalışmasında kompresörün ekserji verimi %75'tir. Bu çalışmadaki ekserji verimine göre literatürdeki ekserji verimi %5 kadar farklıdır. Bu çalışmada kondenserin ekserji verimi %60 iken Lubis *et al.* (2011) çalışmasında kondenserin ekserji verimi %79'dur. Bu çalışmadaki ekserji verimine göre

literatürdeki ekserji verimi %32 kadar farklıdır. Bu çalışmada evaporatörün ekserji verimi %37 iken Lubis *et al.* (2011) çalışmasında evaporatörün ekserji verimi %8'dir. Bu çalışmadaki ekserji verimine göre literatürdeki ekserji verimi %78 kadar farklıdır. Bu çalışmada en yüksek ısı pompası ekserji verimi %52 iken Esen *et al.* (2007) çalışmasında ısı pompasının ekserji verimi %63'tür. Bu çalışmadaki ekserji verimine göre literatürdeki ekserji verimi %21 kadar farklıdır. Bu çalışmadaki en yüksek tüm sistem ekserji verimi %50 iken Esen *et al.* (2007) çalışmasında tüm sistemin ekserji verimi %53'tür. Bu çalışmadaki ekserji verimine göre literatürdeki ekserji verimi %6 kadar farklıdır.

Ölçülen değerlerin belirsizlik yani hata analizi de yapılmıştır. Buna göre sıcaklık ölçümlerinde yaklaşık %1, basınç ölçümlerinde yaklaşık %2, debi ölçümlerinde ise yaklaşık %1,5 kadar hata tespit edilmiştir.

Elde edilen deneysel sonuçlar değerlendirildiğinde, sistemin çalışma şartlarının da deneysel sonuçlar üzerinde etkili olduğu gözlemlenmiştir.

5.2. Öneriler

Türkiye'nin dünyada çoğu ülkenin yaşadığı enerji sıkıntısını yaşamaması için yenilenebilir enerji kaynaklarına daha çok ağırlık vermesi faydasına olacaktır. Yeryüzümüzün güneşin ışınlarıyla ısınması sayesinde kullanılabilen toprak kaynaklı ısı pompası bunu sağlayabilecektir. Özellikle Erzurum gibi soğuk iklimli yerler daha az enerji sarfiyatı için TKIP'ı gerekli kılar.

Toprak kaynaklı bir ısı pompası tasarlanırken öncelikle konumlandırılacağı bölgenin toprak özellikleri, kaynak tarafındaki ortalama ve en yüksek-en düşük sıcaklık değerleri belirlenmeli, bu şartlara göre TKIP kullanılıp kullanılmayacağı kararı verilmedir. Ayrıca dikey tip TKIP kullanımına, toprağın delme zorluğu saptandıktan sonra karar verilmedir. Sistemde kullanılacak olan borunun ısı iletim katsayısı yüksek olmalıdır. Kullanılacak ısı taşıyıcı akışkanın ısı iletim katsayısı düşük olmamalıdır. Ayrıca enerjinin daha verimli

kullanılabilmesi açısından ısıtılan mahallerin hesaplamalara uygun olarak yalıtımlarının yapılması TKIP sistemlerine yararlı olacaktır.

Enerjinin yararlı kısmı dikkate alındığında verim daha düşük çıkar. Bu nedenle ısıtma yapılırken ekipmanların ekserji kayıplarını en aza indirmek veyahut da ekserji kaybı düşük ekipmanlar tercih etmekte fayda vardır. Bu çalışmada evaporatörün ekserji verimi diğer elemanlara nazaran düşük, kondenserin ekserji kaybı ise yüksek çıkmıştır. Bu iki eleman için ya iyileştirme yapılmalı ya da daha verimli olanlarla değiştirilmelidir.



KAYNAKLAR

- Abusoglu, A., Sedeeq, M.S., 2013. Comparative exergoenvironmental analysis and assessment of various residential heating systems, *Energy and Buildings*, 62, 268–277.
- Akpınar, E.K., Hepbaslı, A., 2007. A comparative study on exergetic assessment of two ground-source (geothermal) heat pump systems for residential applications, *Building and Environment*, 42, 2004-2013.
- Ally, M.R., Munk, J.D., Baxter, V.D., Gehl, A.C., 2013. Exergy and energy analysis of a ground-source heat pump for domestic water heating under simulated occupancy conditions, *International Journal of Refrigeration*, 36, 1417-1430.
- Ally, M.R., Munk, J.D., Baxter, V.D., Gehl, A.C., 2015. Data, exergy, and energy analysis of a vertical-bore, ground-source heat pump for domestic water heating under simulated occupancy conditions, *Applied Thermal Engineering*, 89, 192-203.
- Aral, F.Z., 1977. Mak.Yük.Müh.” Soğutma Makinist Klavuzu”
Ashrae Temel El Kitabı, Atlanta, (GA): 1989.
- Ataman, H., 1991. Toprak kaynaklı bir ısı pompası tesisinin tasarımı ve optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- Badescu, V., 2002. First and second law analysis of a solar assisted heat pump based heating system, *Energy Conversion and Management*, 43, 2539-2552.
- Bakırcı, K., Çomaklı, K., Özyurt, Ö., Yılmaz, M., 2009a. Güneş kaynaklı ısı pompasının enerji ve ekserji analizi, *Mühendis ve Makina Dergisi*, 50(590), 26-32.
- Bakırcı, K., Çomaklı, Ö., Yılmaz M., Özyurt, Ö., Çomaklı, K., Şahin, B., 2009. Soğuk iklim bölgelerinde güneş ve toprak kaynaklı ısı pompasının deneysel incelenmesi, Erzurum.
- Bakırcı, K., Özyurt Ö. Yılmaz M. Çomaklı K, 2007a. Güneş-toprak kaynaklı ısı pompaları (1 ve 2. Bölüm), *Termodinamik Dergisi*, 182-183, 86-92/72-80.
- Bakırcı, K., Özyurt, Ö., Çomaklı, Ö. ve Şahin, B., 2007b. Soğuk iklim bölgesinde güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin deneysel incelenmesi, 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Kayseri-Türkiye, pp: 1058-1062.
- Bakırcı, K., Özyurt, Ö., Çomaklı, Ö., Yüksel, B., 2007c. Güneş-toprak kaynaklı ısı pompasının deneysel incelenmesi, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 100, 48-53.
- Bakırcı, K., Özyurt, Ö., Şahin, B. Çomaklı, K., 2009b. Güneş-toprak kaynaklı ısı pompasının ekserji analizi, 17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Sivas-Türkiye pp: 500-500.
- Bakırcı, K., Özyurt, Ö., Yılmaz, M., Erdoğan, S., 2006. Erzurum ili enerji çalışmaları için iklim ve meteoroloji verileri. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 95, 19-26.
- Bakirci, K., 2010. Evaluation of the performance of a ground–source heat–pump system with series GHE (ground heat exchanger) in the cold climate region. *Energy*, 35 (7), 3088-3096.
- Bakirci, K., Ozyurt, O., Comakli, K., Comakli, O., 2011. Energy analysis of a solar-ground source heat pump system with vertical closed-loop for heating applications, *Energy*, 36, 3224-3232.

- Benli, H., 2011. Energetic performance analysis of a ground-source heat pump system with latent heat storage for a greenhouse heating, *Energy Conversion and Management*, 52, 581–589.
- Bi Y., Guo, T., Zhang, L., Chen, L., 2004. Solar and ground source heat-pump system, *Applied Energy*, 78, 231-245.
- Bi, Y., Chen, L., Wu, C., 2005. Heat source performance for solar-ground source heat pump, *Journal of the Energy Institute*, 78(4), 185-189.
- Bi, Y., Wanga, X., Liu, Y., Zhang, H. and Chen, L., 2009. Comprehensive exergy analysis of a ground-source heat pump system for both building heating and cooling modes. *Applied Energy*, 86, 2560–2565.
- Bileşik Oksijen Sanayi A.Ş., 2006. Soğutucu Gazlar Kocaeli, www.bos.com.tr (10.12.2006).
- Bilgen, E., Takahashi, H., 2002. Exergy analysis and experimental study of heat pump systems, *Exergy, an International Journal*, 2, 259-265.
- Biol, K., 2012. Exergy metrication of radiant panel heating and cooling with heat pumps, *Energy Conversion and Management*, 63, 218–224.
- Byrne, P., Ghouali, R., 2019. Exergy analysis of heat pumps for simultaneous heating and cooling. *Applied Thermal Engineering*, 149, 414-424.
- Carli, M.D., Galgaro, A., Pasqualetto, M., Zarrella, A., 2014. Energetic and economic aspects of a heating and cooling district in a mild climate based on closed loop ground source heat pump, *Applied Thermal Engineering*, xxx, 1-10.
- Ceylan, I., Aktas, M., Dogan, H., 2007. Energy and exergy analysis of timber dryer assisted heat pump. *Applied Thermal Engineering*, 27, 216-222.
- Choi, J.M., Park, Y.J., Kang, S.H., 2014. Temperature distribution and performance of ground-coupled multi-heat pump systems for a greenhouse, *Renewable Energy*, 65, 49-55.
- Corberan, J.M., Finn, D.P., Montagud, C.M., Murphy, F.T., Edwards, K.C., 2011. A quasi-steady state mathematical model of an integrated ground source heat pump for building space control, *Energy and Buildings*, 43, 82–92.
- Coskun, C., Oktay, Z., Dincer, I., 2012. Performance assessment of a novel hybrid district energy system, *Applied Thermal Engineering*, 48, 268-274.
- Couvillion, R. J., 1985. Field and laboratory simulation of earth-coupled heat pump coils, *Ashrae Transactions*, 2b(91), 1326-1334.
- Cengel, Y. A. and Boles, A. M., 1989. *Thermodynamics an Engineering Approach*. McGraw-Hill, USA.
- Daghigh, R., Ruslan, M.H., Sulaiman, M.Y., Sopian, K., 2010. Review of solar assisted heat pump drying systems for agricultural and marine products, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 2564–2579.
- Dağsöz, A.K., 1981. Soğutma Tekniği. Apraz Matbaacılık Tesisleri, İstanbul.
- Dikici, A., Akbulut, A. Gülçimen, F., 2006. Güneş, hava ve toprak enerjisi kaynaklı ısı pompalarının Elazığ şartlarında kullanımının deneysel olarak araştırılması ve enerji ve ekserji analizleri, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 25(2), 49-61.
- Dikici, A., Akbulut, A., 2008. Performance characteristics and energy–exergy analysis of solar-assisted heat pump system, *Building and Environment*, 43, 1961-1972.
- Diz, T., 2001. "Minimum Enerjili Bina Tasarımı (Toprak enerjisiyle)", *Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 1-5.

- Ersöz, İ., Toprak kaynaklı ısı pompası ile bir hacmin soğutulması, 2000. Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi, İzmir.
- Esen, H. and Inalli, M., 2004. Yatay toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performans değerlendirmesi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 24, 1-10.
- Esen, H. ve İnallı, M., 2003. Elazığ İklim Şartlarında Yatay Borulu Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Performansı, *F. Ü. Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 15(2), 109-117.
- Esen, H., Inalli, M. Esen, M., 2006. Technoeconomic appraisal of a ground source heat pump system for a heating season in eastern Turkey, *Energy Conversion and Management*, 47, 1281-1297.
- Esen, H., Inalli, M., Esen, M., 2007. Numerical and experimental analysis of a horizontal ground-coupled heat pump system, *Building and Environment*, 42, 1126-1134.
- Esen, H., Inalli, M., Esen, M., Pihtili, K., 2007. Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers, *Building and Environment*, 42, 3606-3615.
- Fannou, J.L., Rousseau, C., Lamarche, L., Stanislaw, K., 2014. Experimental analysis of a direct expansion geothermal heat pump in heating mode, *Energy and Buildings*, 75, 290–300.
- Fei, L., Pingfang, H., 2012. Energy and Exergy Analysis of a Ground Water Heat Pump System, 2012 International Conference on Applied Physics and Industrial Engineering, *Physics Procedia*, 24, 169 – 175.
- Habibi, M., Hakkaki-Fard, A., 2019. Long-term energy and exergy analysis of heat pumps with different types of ground and air heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 100, 414-433.
- Healy, P.F., Ugursal, V.I., 1997. Performance and economic feasibility of ground source heat pumps in cold climate, *Fuel and Energy Abstracts*, 38(5), 348-348.
- Hepbasli, A., 2007. Exergetic modeling and assessment of solar assisted domestic hot water tank integrated ground-source heat pump systems for residences, *Energy and Buildings*, 39, 1211-1217.
- Hepbasli, A., Akdemir, O. Hancioglu, E., 2003. Experimental study of a closed loop vertical ground source heat pump system, *Energy Conversion and Management*, 44, 527-548.
- Hepbasli, A., Akdemir, O., 2004. Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system, *Energy Conversion and Management*, 45, 737-753.
- Hepbasli, A., 2013. Low exergy modelling and performance analysis of greenhouses coupled to closed earth-to-air heat exchangers (EAHEs), *Energy and Buildings*, 64, 224–230.
- Hepbaşlı, A., 1985. Isı Pompası Sistemleri ve Konut Isıtılması. Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Hepbaşlı, A., 1999. “Geleceğin Teknolojisi Yer Kaynaklı Isı Pompaları”4. Tesisat Kongresi.
- Hughes, P.J., Loomis, L., O’neil, R.A., Rizzuto, J., 1985 Results of the Residential Earth-Coupled Heat Pump Demonstration in Upstate New York, *ASHRAE Transactions*, 2b(91), 1307-1325.

- Inalli, M. and Esen, H., 2004. Experimental thermal performance evaluation of a horizontal ground-source heat pump system, *Applied Thermal Engineering*, 24, 2219–2232.
- Inalli, M. and Esen, H., 2005. Seasonal cooling performance of a ground-coupled heat pump system in a hot and arid climate, *Renewable Energy*, 30, 1411–1424.
- Jeon, J., Lee, S., Hong, D. and Kim, Y., 2010. Performance evaluation and modeling of a hybrid cooling system combining a screw water chiller with a ground source heat pump in a building, *Energy*, 35, 2006–2012.
- Kara, O., Ulgen, K., Hepbasli, A., 2008. Exergetic assesment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: Review and modeling, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12, 1383-1401.
- Kara, Y. A., 2007. Experimental performance evaluation of a closed-loop vertical ground source heat pump in the heating mode using energy analysis method, *International Journal of Energy Research*, 31, 1504–1516.
- Karabacak, R., Guven Acar, Ş., Kumsar, H., Gokgoz, A., Kaya, M., Tulek, Y., 2011. Experimental investigation of the cooling performance of a ground source heat pump system in Denizli, Turkey, *International Journal of Refrigeration*, 34, 454-465.
- Kavanaugh, S., 1989. Design considerations for ground and water source heat pumps in southern climates, *Ashrae Transactions*, 1(95), 1139-1149.
- Kaygusuz, K., Ayhan, T., 1993. Exergy analysis of solar assisted heat pump systems for domestic heating, *Energy*, 18(10), 1077-1085.
- Kim, M.K., Leibundgut, H., Choi, J.H., 2014. Energy and exergy analyses of advanced decentralized ventilation system compared with centralized cooling and air ventilation systemsin the hot and humid climate, *Energy and Buildings*, 79, 212–222.
- Kizilkan, O., Dincer, I., 2012. Exergy analysis of borehole thermal energy storage system for building cooling applications, *Energy and Buildings*, 49, 568–574.
- Li, F., Chang, Z., Li, X., Tian, Q., 2018. Energy and exergy analysis of a solar-driven ejector-cascade heat pump cycle. *Energy*, 165, part b, 419-431.
- Li, M., Lai, A.C.K., 2013. Thermodynamic optimization of ground heat exchangers with single U-tube by entropy generation minimization method, *Energy Conversion and Management*, 65, 133–139.
- Li, R., Ooka, R., Shukuya, M., 2014. Theoretical analysis on ground source heat pump and air source heatpump systems by the concepts of cool and warm exergy, *Energy and Buildings*, 75, 447–455.
- Lohani, S.P., 2010. Energy and exergy analysis of fossil plant and heat pump building heating system at two different dead-state temperatures, *Energy* 35, 3323-3331.
- Lohani, S.P., Schmidt, D., 2010. Comparison of energy and exergy analysis of fossil plant, ground and air source heat pump building heating system, *Renewable Energy* 35, 1275–1282.
- Lubis, L.I., Kanoglu, M., Dincer, I., Rosen, M.A., 2011. Thermodynamic analysis of a hybrid geothermal heat pump system, *Geothermics*, 40, 233–238.
- Ma, G., Li, X., 2007. Exergetic optimization of a key design parameter in heat pump systems with economizer coupled with scroll compressor, *Energy Conversion and Management*, 48, 1150-1159.

- Menberg, K., Heo, Y., Choi, W., Ooka, R., Shukuya, M., 2017. Exergy analysis of a hybrid ground-source heat pump system. *Applied Energy*, 204, 31-46.
- Michel A. Bernier, 2001. Ground-coupled heat pump system simulation, *Ashrae Transactions*, 1, 605-616.
- Miles, L., 1997. "Heat Pumps Theory and Service". Delmar Publishers Inc.
- Moser, F. and Schnitzer, H., 1985, *Heat Pump in Industry*. Elsevier Science Publishers B.V., 264, Netherlands.
- Naili, N., Hazami, M., Kooli, S., Farhat, A., 2015. Energy and exergy analysis of horizontal ground heat exchanger for hot climatic condition of northern Tunisia, *Geothermics*, 53, 270-280.
- Nejad, P.E., Ouzzane, M., Aidoun, Z., 2015. A quasi-transient model of a transcritical carbon dioxide direct-expansion ground source heat pump for space and water heating, *Applied Thermal Engineering*, 91, 259–269.
- Oerder, S.A., Meyer, J.P., 1998. Effectiveness of a municipal ground- coupled reversible heat- pump system compared to an air-source system, *ASHRAE Transactions*, 104(1), 540-9.
- Onan, C., Ozkan, D.B., Erdem, S., 2010. Exergy analysis of a solar assisted absorption cooling system on an hourly basis in villa applications, *Energy* 35, 5277-5285.
- Orkustofnun, I.F., 1998. Geothermal direct use around the world, *geothermal bulletin*, Geothermal Resources Council, 8(27), 235-239.
- Ozgener, O. and Hepbasli, A., 2006. Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems, *Energy and Buildings*, 39, 66–75.
- Ozgener, O. and Hepbasli, A., 2007. 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 (1), 11-24.
- Ozgener, O. and Hepbasli, A., Ozgener, L., 2007. A parametric study on the exergonomic assessment of a vertical ground-coupled (geothermal) heat pump system *Building and Environment* 42, 1503-1509.
- Ozgener, O., Hepbasli, A., 2005a. Performance analysis of a solar-assisted ground-source heat pump system for greenhouse heating: an experimental study, *Building and Environment*, 40, 1040-1050.
- Ozgener, O., Hepbasli, A., 2005b. Exergoeconomic analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system, *Applied Thermal Engineering*, 25, 1459-1471.
- Ozgener, O., Hepbasli, A., 2005c. Experiment performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system, *Energy and Buildings*, 37, 101-110.
- Ozgener, O., Hepbasli, A., 2005d. Experiment investigation of thr performance of a solar-assisted ground-source heat pump system for greenhouse heating, *International Journal of Energy Research*, 29, 217-231.
- Ozcan, O., Ozgener, O., 2011. Energetic and exergetic performance analysis of Bethe-Zeldovich-Thompson (BZT) fluids in geothermal heat pumps, *International Journal of Refrigeration*, 34, 1943-1952.
- Ozturk, M., 2014. Energy and exergy analysis of a combined ground source heat pump system, *Applied Thermal Engineering*, 73, 360-368.
- Özkol, N., 1999. *Uygulamalı Soğutma Tekniği*. Özkan Matbaacılık, Ankara.

- Özyurt, Ö., 2002. Isı Pompasının Süt Pastörizasyonunda Kullanımının Deneysel ve Teorik İncelenmesi. Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Petit, P.J., Meyer, J.P., 1998. Economic potential of vertical ground-source heat pumps compared to air-source air conditioners in South Africa, *Energy*, 23(2), 137-143.
- Phetteplace, G. and Sullivan, W., 1998. Performance of a hybrid ground-coupled heat pump system, *Ashrae Transactions*, 1b(104), 763-770.
- Piechowski, M., 1999. Heat and mass transfer model of a ground heat exchanger theoretical development, *International Journal of Energy Research*, 23, 571-588.
- Pitarch, M., Hervás-Blasco, E., Navarro-Peris, E., Corberan, J.M., 2019. Exergy analysis on a heat pump working between a heat sink and a heat source of finite heat capacity rate. *International Journal of Refrigeration*, 99, 337-350.
- Qi, Z., Gao, Q., Liu, Y., Yan, Y.Y., Spitler, J.D., 2014. Status and development of hybrid energy systems from hybrid ground source heat pump in China and other countries, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 29, 37–51.
- Rekowski, W., Thöming, J., 2014. Thermo-economic optimization of vertical ground-source heat pump systems through nonlinear integer programming, *Applied Energy*, 114, 492–503.
- Reyes, E.T., Nunez, M.P., Cervantes, D.G., 1998. Exergy analysis and optimization of a solar-assisted heat pump, *Energy*, 23(4), 337-344.
- Reyes, E.T., Gortari, J.C., 2001. Optimal Performance of an Irreversible Solar Assisted Heat Pump, *Exergy an International Journal*, 1(2), 107-111.
- Sivasakthivel, T., Murugesan, K., Sahoo, P.K., 2014. A study on energy and CO₂ saving potential of ground source heat pump system in India, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 32, 278–293.
- Sivasakthivel, T., Murugesan, K., Thomas, H.R., 2014. Optimization of operating parameters of ground source heat pump system for space heating and cooling by Taguchi method and utility concept, *Applied Energy*, 116, 76–85.
- Sulatsky, M.T. and Van Der Kamp, G., 1991. Ground-source heat pumps in the canadian prairies, *Ashrae Transactions*, 1(97), 374-385.
- Sun, X., Wu, J., Wang, R., 2013. Exergy analysis and comparison of multi-functional heat pump and conventional heat pump systems, *Energy Conversion and Management*, 73, 51–56.
- Wu, D., Hu, B., Wang, R.Z., 2018. Performance simulation and exergy analysis of a hibrid source heat pump system with low GWP refrigerants. *Renewable Energy*, 116, part a, 775-785.
- Wu, W., Wang, B., You, T., Shi, W., Li, X., 2013. A potential solution for thermal imbalance of ground source heat pump systems in cold regions: Ground source absorption heat pump, *Renewable Energy*, 59, 39-48.
- Yan, G., Bai, T., Yu, J., 2016. Energy and exergy efficiency analysis of solar driven ejector-compressor heat pump cycle. *Solar Energy*, 125, 243-255.
- Yu, X., Zhai, X.Q., Wang, R.Z., 2010. Design and performance of a constant temperature and humidity air-conditioning system driven by ground source heat pumps in winter, *Energy Conversion and Management*, 51, 2162–2168.
- Zhai, X.Q., Yang, Y., 2011. Experience on the application of a ground source heat pump system in an archives building, *Energy and Buildings*, 43, 3263–3270.

Zhu, N., Hu, P., Xu, L., Jiang, Z., Lei, F., 2014. Recent research and applications of ground source heat pump integrated with thermal energy storage systems: A review, *Applied Thermal Engineering*, 71, 142-151.



ÖZGEÇMİŞ

1988 yılında Erzurum'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Erzurum'da tamamladı. 2006-2010 yılları arasında Atatürk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde eğitim aldı. 2011 yılında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Anabilim Dalında Yüksek Lisans eğitimine başladı. 2013 yılında Bursa Aries Medical şirketinde Tasarım Mühendisi olarak görev yaptı. 2017 yılında Türk Hava Yolları'nda işbaşı yaptı. THY'nin Gelir Yönetim Başkanlığı'nda halen görevine devam etmektedir.

