

**ERZURUM'DA MAHAL ISITMA AMAÇLI KULLANILAN
TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİNİN
DENEYSEL İNCELENMESİ**
Dündar Arif EKİNCİ

Yüksek lisans Tezi
Makine Mühendisliği Termodinamik Anabilim Dalı
Yrd.Doç. Dr. Ömer ÖZYURT
2007
Her hakkı saklıdır

ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ERZURUM'DA MAHAL ISITMA AMAÇLI KULLANILAN TOPRAK
KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

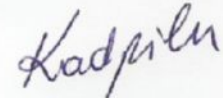
Dündar Arif EKİNCİ

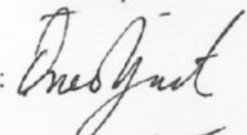
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ TERMODİNAMİK ANABİLİM DALI

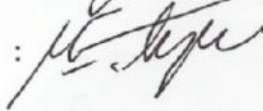
ERZURUM
2007

Her Hakkı Saklıdır

Yrd.Doç. Dr. Ömer ÖZYURT'un danışmanlığında, **Dündar Arif EKİNCİ** tarafından hazırlanan bu çalışma 01/08/2007 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından, Makine Mühendisliği Termodinamik Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof.Dr. Kadir BİLEN.....İmza : 

Üye : Yrd. Doç.Dr. Ömer ÖZYURT..... İmza : 

Üye : Yrd. Doç.Dr. M. Emin ARZUTUĞ..... İmza : 

Yukarıdaki sonucu onaylarım

(İmza)

.....

Enstitü Müdürü

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ERZURUM'DA MAHAL ISITMA AMAÇLI KULLANILAN TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Dündar Arif EKİNCİ

Atatürk Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Termodinamik Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç.Dr. Ömer ÖZYURT

Isı pompaları çevrimden atılan ısının kullanıldığı ve bu ısının daha soğuk bir kaynaktan alındığı genellikle buhar sıkıştırımlı bir soğutma uygulamasıdır. Optimum performans, daha yüksek sıcaklıktaki bir bölgeye belirli miktardaki ısıyı atmak için gerekli işin minimuma indirilmesi ile elde edilmektedir. Jeotermal ısı pompaları olarak da bilinen toprak kaynaklı ısı pompaları (TKIP) daha çok ticari binalar ve konutların ısıtılması veya soğutulması için kullanılmaktadır. Toprak sıcaklığı yıl boyunca kararlı olmakla birlikte büyük oranda toprak cinsine ve nem içeriğine bağlı olarak değişmektedir. Bu çalışmada Erzurum ilinde konutların ısıtılması amacıyla toprak kaynaklı bir ısı pompası deney seti kurulmuştur. Toprak ısı değiştiricisinin (TID) derinliği 53 m dir. Bu çalışmadaki deneysel sonuçlar, 2006–2007 ısıtma sezonunun Ocak, Şubat, Mart, Nisan ve Mayıs ayları arasında elde edilmiştir. Isı pompası sisteminin ısıtma tesir katsayısı değeri (COPs) 2.3olarak hesaplanmıştır.

2007, 101 sayfa

Anahtar Kelimeler: Toprak kaynaklı ısı pompası, COP, enerji analizi, soğuk iklim bölgesi, Soğutucu akışkan134a

ABSTRACT

Master Thesis

THE EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF GROUND SOURCE HEAT PUMP SYSTEM USED FOR HEATING OF PLACE IN ERZURUM

Dündar Arif EKİNCİ

Atatürk University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assist. Prof. Dr. Ömer ÖZYURT

The heat pumps are generally applications of vapor compression refrigeration systems where the rejected heat from the cycle is used as a heat supply and the added heat is taken from a colder source. Optimum performance is achieved by minimizing the amount of work required for a specified amount of heat delivered to the higher temperature region. Ground source heat pumps (GSHPS), also known as geothermal heat pumps (GHPS) are usually used for heating or cooling of commercial and residential buildings. In general, temperature of the soil during the year is almost stable; however, temperature of the soil is greatly affected by the of soil and moisture content. The aim of this study is an experimental a heat pump set-up was constructed for domestic heating by adding of ground source heat pump system in Erzurum. Depth of earth coupled heat exchanger is 53 m. The experimental results were obtained during January, February, March, April, May within the heating season of 2007. The monthly average performance coefficient (COPs) of the system was found to be 2.3 respectively.

2007, 101 pages

Keywords: Ground Source heat pump, COP, energy analysis, cold climate region, refrigerant 134a

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans tezi olarak sunduğum bu alışmanın araştırma konusunun belirlenmesi, planlanıp yürütölmesi ve tez haline getirilmesinde bana yol gösteren danışmanım, hocam Sayın Yrd.Doç.Dr. Ömer ÖZYURT'a

Çalışmalarım esnasında bilgi ve tecrübesinden yararlandığım Sayın Prof.Dr. Ömer ÇOMAKLI'ya, gerekli yardımı ve yakın ilgisini esirgemeyen Sayın Yrd. Doç. Dr. Kadir BAKIRCI'ya

Çalışmalarım esnasında görmüş olduğum manevi destek ve teşviklerinden dolayı ailemin bütün bireyelerine sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Dünder Arif EKİNCİ

Temmuz 2007

SEMBOLLER

BEO	Birincil enerji oranı
TID	Toprak ısı değiştiricisi
COP _{ip}	Isı pompası ısıtma tesir (performans) katsayısı
COP _s	Isı pompası sisteminin ısıtma tesir (performans) katsayısı
Cp	Sabit basınçtaki özgül ısı (kJ/kgK)
Epe	Birincil enerjiden geri kazanım oranı
h	Özgöl entalpi (kJ/kg)
I	Akım (amper)
m	Kütleli debi (kg/s)
Q	Isı kapasitesi (kW)
T	Sıcaklık (°C)
W	kompresöre verilen iş (kW)
CosΦ	Motor güç katsayısı

Kısaltmalar

ev	evaporatör
ip	Isı pompası
kon	kondenser
kom	kompresör
r	soğutucu akışkan
s	su
g	giriş
ç	çıkış
kar	karışım (antifiriz su karışımı)
kuyup	kuyu tarafı sikülasyon pompası
mp	motor tarafı çalışan sirkülasyon pompası

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	İ
ABSTRACT	İi
TEŞEKKÜR.....	İii
SEMBOLLER.....	Vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	Vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	Xii
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER.....	13
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	49
3.1. Deneysel çalışma.....	49
3.1.1. Isı Pompası deney düzeneği.....	49
3.1.1.1. Gaz devresi.....	49
3.1.1.2. TID devresi.....	49
3.1.1.3. Kompresör.....	51
3.1.1.4. Kondenser.....	52
3.1.1.5. Genleşme vanası.....	52
3.1.1.6. Evaporatör.....	52
3.1.1.7. Yardımcı elemanlar.....	53
3.1.1.8. Elektronik donanımlar ve ölçüm elemanları.....	55
3.1.2. Kapalı devre ısı değiştiricisinin tasarımı.....	56
3.1.3. Isı Pompası deneyleri.....	64
3.1.4. Isı Pompası deneysel verilerin değerlendirilmesi.....	65
3.1.4.1. Enerji analizi	65
3.1.4.2. Performans analizi	68
3.1.5. Hata analizi	69
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....	71
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	94
KAYNAKLAR.....	95
EKLER.....	98

EK 1.....	98
EK 2	99
EK 3	100
ÖZGEÇMİŞ.....	102

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1.	Sudan suya deniz suyu kaynaklı ısı pompası	20
Şekil 2.2.	Dikey toprak serpantinli ısı pompasının genel görünüşü.....	21
Şekil 2.3.	Yatay topraklı kaynaklı ısı pompasının genel görünüşü	21
Şekil 2.4.	Isı Pompası ve ısı makinesinin termo dinamik modeli.....	41
Şekil 2.5.	Carnot ısı pompası çevrimi.....	43
Şekil 2.6.	Buhar sıkıştırırmalı çevrimin şematik resmi ve sıcaklık entropi diyagramı	44
Şekil 2.7.	İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrimin basınç- entalpi (log p-h) diyagramı ...	45
Şekil 2.8.	Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimin p-h diyagramı	47
Şekil 3.1.	Deney düzeneğini şematik resmi.....	50
Şekil 3.2.	Deney düzeneğini genel görüntüsünün resmi.....	50
Şekil 3.3.	Deney düzeneğinde evaporatör tarafını gösteren resim.....	53
Şekil 3.4.	Isı değiştiricilerinin kollektör üzerindeki dizilişini gösteren resim.....	55
Şekil 3.5.	Isı pompası p-h diyagramı ve çevrimin karakteristik noktaları.....	66
Şekil.4.1.	Ocak ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi.....	73
Şekil.4.2.	Şubat ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi.....	74
Şekil.4.3.	Mart ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi.....	74
Şekil.4.4.	Nisan ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi.....	75
Şekil.4.5.	Mayıs ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi.....	75

Şekil.4.6.	Ocak ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi.....	76
Şekil.4.7.	Şubat ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi.....	76
Şekil.4.8.	Mart ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi.....	77
Şekil.4.9.	Nisan ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi.....	77
Şekil.4.10.	Mayıs ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi.....	78
Şekil.4.11.	Ocak ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.....	78
Şekil.4.12.	Şubat ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.....	79
Şekil.4.13.	Mart ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.....	79
Şekil.4.14.	Nisan ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.....	80
Şekil. 4.15.	Mayıs ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.....	80
Şekil. 4.16.	Ocak ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak	

	ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.....	81
Şekil. 4.17.	Şubat ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.....	81
Şekil. 4.18.	Mart ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.....	82
Şekil. 4.19.	Nisan ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.....	82
Şekil. 4.20.	Mayıs ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi	83
Şekil.4.21.	Ocak ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaporatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.....	83
Şekil. 4.22.	Şubat ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaporatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.....	84
Şekil. 4.23.	Mart ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaporatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.....	84
Şekil.4.24.	Nisan ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaporatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.....	85
Şekil. 4.25.	Mayıs ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaporatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.....	85
Şekil. 4.26.	Ocak ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaporatör çıkışında karışım sıcaklığının günün	

	saatine göre değişimi.....	86
şekil. 4.27.	şubat ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaparatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.....	86
şekil. 4.28.	Mart ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaparatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.....	87
şekil.4.29.	Nisan ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaparatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.....	87
şekil. 4.30.	Mayıs ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaparatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.....	88
şekil. 4.31.	Ocak ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir.....	88
şekil. 4.32.	şubat ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir.....	89
şekil. 4.33.	Mart ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir.....	89
şekil. 4.34.	Nisan ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir.....	90
şekil. 4.35.	Mayıs ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir.....	90
şekil. 4.36.	Ocak ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak	

	ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir.....	91
Şekil. 4.37.	Şubat ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir.....	91
Şekil. 4.38.	Mart ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir.....	92
Şekil. 4.39.	Nisan ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir.....	92
Şekil. 4.40.	Mayıs ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir.....	93

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1.	Isı kaynaklarının karşılaştırılması.....	18
Çizelge 2.2.	Yatay uygulama için boru çapı-uzunluk ilişkisi.....	24
Çizelge 2.3.	Topraktaki bazı materyallerin ısı karakteristikleri.....	26
Çizelge 2.4.	Çeşitli toprak türlerinin ısı karakteristikleri	26
Çizelge 2.5.	Dolgu malzemelerinin toprak ısı değiştiricisine alan etkileri.....	27
Çizelge 2.6.	Boru malzemelerinin özellikleri.....	29
Çizelge 2.7.	Donma ihtimalinin söz konusu olduğu durumlarda kullanılan akışkanlara ait fiziksel özellikler.....	32
Çizelge 2.8.	Bazı Soğutucu akışkanlar ve karakteristik özellikleri.....	38
Çizelge 2.9.	R-134a gazının fiziksel özellikleri.....	39
Çizelge 3.1.	Deney düzeneğinde kullanılan ekipmanların özellikleri.....	51
Çizelge 3.2.	Boru çapına bağlı olarak boru dirençleri.....	59
Çizelge 3.3.	Toprak direncinin toprak şartları ve boru çapına göre değişimi.....	63
Çizelge 4.1.	10lt/dk debiye göre deney ölçüm parametrelerinin ortalama.....	72
Çizelge 4.2.	20lt/dk debiye göre deney ölçüm parametrelerinin ortalama değerleri.....	72

1. GİRİŞ

Dünyanın enerji kaynaklarının sınırlı olması gerçeğinin son yıllarda giderek daha geniş kesimlerce anlaşılması, ülkeleri enerji bilançolarını yeniden gözden geçirmeye ve enerji savurganlığının ortadan kaldırılmaya yöneltmiştir. Gerek devletlerin ve gerekse büyük ulusal firmaların özellikle 2000'li yıllarda ön plana çıkan enerji ve üretim politikaları, kısaca şu şekilde özetlenebilir: Bir yandan enerji güvencesi sağlanacak, diğer yandan ekonomik gelişme elde edilecek ve bunun yanı sıra da çevre korunacaktır.

Günümüzde fosil yakıtların gittikçe tükenmesi ve enerji talebinin her geçen gün artması, yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarına talebi önemli hale getirmiştir. Yenilenebilir enerji kaynağı olarak toprak, güneş, hava'yı kullanan ısı pompası sistemleri, ısıtma ve soğutma sistemlerinde her geçen gün önemli bir uygulama ve kullanım alanına sahip olmaktadır.

Bizim gibi gelişmekte olan ülkelerde sanayi ürünlerinin gayri safi milli hasıla içindeki payının artırılması büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle, sanayide kullanılan enerji maliyetinin düşürülmesi, müteşebbisin bol ve ucuz üretim yapmasına fırsat tanıyacaktır. Bu durumda iki seçenek vardır. Dışa bağımlı pahalı yatırımlarla ve yepyeni bir teknoloji ile enerji elde etmek veya enerji tasarrufu ile birlikte ucuz enerji kaynaklarını devreye sokmak. Günümüzde ikinci tercihin kabul edilmesi, gelişme yolunda olan ülkemiz için daha akılcı olacaktır. Bu çerçevede yüksek verimli türbinler ve buhar kazanları gibi enerji dönüştürücülerin kullanımını artırmak, güneş ve rüzgâr enerjileri gibi bol ve ucuz enerji kaynaklarından yararlanmak gerekmektedir. Ayrıca, sanayi tesislerinde büyük miktarlar oluşturan düşük sıcaklıktaki atık enerjinin kullanılabilir duruma getirilmesi de önem taşımaktadır. Düşük sıcaklıktaki enerji kaynaklarından kullanılabilir enerjinin meydana getirilmesinde ısı pompaları büyük kolaylık sağlamaktadır (Pala ve Devres 1987).

Ülkemiz sanayisi günümüzde, bir yandan enerjinin en büyük kullanıcısı durumuna gelmiş öte yandan enerji potansiyeli bakımından da diğer sektörlere göre liderliğini sürdürmektedir. Bu durum sanayide yapılacak olan enerji verimliliği çalışmalarının önemini göstermektedir. Dünya Enerji Konseyi (WEC) Türk Milli Komitesi raporuna göre sanayi sektörü, ülkemiz nihai enerji tüketimi içinde yaklaşık %34 ve elektrik tüketiminde %54 paya sahiptir. Diğer taraftan 2000 yılında %37 olan enerji tüketimi payının 2010 ve 2020 yıllarında sırasıyla, %46 ve %56 olacağı tahmin edilmektedir (WEC 1997).

Isıtma sektöründe çoğu insan için “Isı Pompası” terimi yenidir. Oysaki evlerimizdeki buzdolabı, klima, nem giderici ve dondurucular aynı teknolojinin ürünleridir. Buzdolabının içinin soğuyarak arka yüzeyindeki borularla odayı ısıtması gibi sistem bunu her iki şekilde de yapabilir. Yani iç soğurken dış ısınacak, iç ısınırken dış soğuyacaktır.

Isı pompaları, sürekli gelişmekte olan enerjiyi verimli bir şekilde kullanan sistemler olarak bilinirler. Aynı sistemde hem ısıtma hem de soğutma yapabilmeleri en önemli avantajlarından biridir. Endüstride birçok uygulamalarının olmasına ve atık ısıyı kullanarak enerji ekonomisine katkı sağlamalarına rağmen, ısı pompalarının uygulamaya sokulmasında nedense geri kalınmaktadır. Enerji maliyetlerinin artışı, verimli enerji üretimi için avantajlı sistemler olan ısı pompalarının kullanımını gündeme getirmiştir. Enerji fiyatları arttığı sürece, ekonomik alternatif enerji kaynağı olarak ısı pompalarının büyük ölçüde rağbet göreceği açıktır.

Isı pompasının basit prensibi ilk olarak 1824 yılında Said Carnot tarafından öne sürülmüştür. Bu teoriden 26 yıl sonra 1850 yılında Lord Kelvin ısıtma için soğutma makinelerinin kullanılabilmesini öne sürmüştür. 19. yüzyılda gazların sıcaklıklarının, basınçlarını ayarlayarak değiştirilebileceğinin anlaşılması ile dikkatleri ısı enerjisinin daha yüksek sıcaklıklara pompalanması olasılığına çevirmiştir. (Moser and Schnitzer, 1985).

İlk ısı pompası ise, 1930 yılında iskoç Haldane tarafından yapılmış ve daha sonra bu ısı pompasını evinde kullanmaya başlamıştır. Haldane, bu makinede kaynak olarak havayı kullanmış ve hava koşullarının iyi olmadığı zamanlarda su ile desteklemiştir. 1950'ler de ısı pompasına azda olsa ilgi artmış, ancak petrol fiyatlarının gerilemesi ve bazı işletim zorluklarından dolayı fazla rağbet görmemiştir.

Isı kaynağı olarak topraktan yararlanarak faydalı ısı veren bir makineyi gerçekleştirmek için, Lord Kelvin (1852) endüstri çağının başlamasından önce çok çaba sarf etmiştir. Buna rağmen, bu makine hiçbir zaman gerçekleştirilememiştir. Ancak bundan yaklaşık 75 yıl sonra yukarıda belirtildiği gibi Haldane Schttland' da ki evini ısıtmak için bu prensibe göre çalışan makineyi kullanmıştır.

1912 yılındaki İsviçre patenti ile Toprak Kaynaklı Isı Pompası'nın (TKIP) faydaları ilk olarak tanıtılmıştır. Sistemin en eski uygulaması ise, 1930 dan beri işletilen ve Connecticut da bulunan Amerikan ulusal deprem araştırmaları binasıdır (Pratsch 1990).

İlk ısı pompalarından biriside 1938 yılında Zürih'te kurulmuştur. Bu ünite de ısı kaynağı olarak nehir suyu, iş yapan akışkan olarak R12 ve bir rotorlu kompresör kullanılmıştır. Zürih belediye binasının ısıtılmasını sağlayan bu ısı pompası 175 kW ısıtma gücünde olup, 60 °C ısıtma yapabilecek şekilde dizayn edilmiştir.

Daha sonra, termodinamik yararı, ısı kaynağı olarak toprağa gömülen metal serpantinler içinde salamura dolaştırılarak, 1940'lı yıllarda çarpıcı olarak gösterildi. Serpantin korozyon sorunları, toprak serpantinlerini kullanışsız kıldı ve hava kaynaklı ısı pompalarının gelişimini zorladı. Daha sonraları, plastik borular kullanılarak korozyon sorunları giderildi ve TKIP sistemleri üzerine araştırmalar hızlandı (Couvillion, 1985). Amerika'da, TKIP sı teknolojisine olan ilgi, 1940–50 yılları arasında ortaya çıktı. O yıllarda, teknoloji uygun olan boru malzemeleriyle sınırlı idi ve pahalı olmayan doğal gaz nedeniyle azaldı.

Ev ısıtması için ilk ısı pompalarından biriside İngiltere 'de Summer tarafından kendi evinde başarılı bir şekilde kurulmuştur. Isı, atmosferden sağlanmıştır. İlk birkaç yıllık çalışmadan sonra 1 m derinlikteki topraktan su çekilmeye başlanmıştır. Bu sistemin ısıtma tesir katsayısı 2.8'e ulaşmıştır. Bu sistem bugün hala kullanılmaktadır. Bazı ısı pompası uygulamalarında ise, kilerden ısı çekerek sıcak su temini gerçekleştirilmiştir. Böylece kilerdeki yiyeceklerin bozulması önlenmiş ve evin sıcak su ihtiyacı sağlanmıştır. Isı depolamak için 136 Lt'lik su tankları kullanılmıştır. Kış aylarında 0.7 kW, daha ılık aylarda ise 1.3kW lık ısıtma gücü elde edilmiştir. Oxford 'da yapılan ısı pompasında ise, ısı kaynağı olarak düşük sıcaklıktaki lağım suyu kullanılmıştır. Bu ısı pompasının kompresörü 31 kW'lık bir dizel motoru tahrik edilerek, ortalama ısı tesir katsayısı 4 civarında olmuştur.

1950 lerde, Amerika ve İngiltere' de evsel ısı pompalarında toprak kaynağının kullanımı ile ilgili çalışmalara başlanmıştır. Baker, 1950–51 yıllarında, kış ayları boyunca ortalama ısı tesir katsayısı 3 ün üzerine çıkan, çift tesirli toprak kaynaklı bir ısı pompası geliştirmiştir.

İkinci dünya savaşından sonra sadece bir kaç şehirde uygulanan ısıtma soğutma sistemleri genellikle tiyatro, restoran gibi yerlerde kullanılmış, günümüzde ise hemen her yerde bu sistem ile karşılaşılmaktadır.

Toprak kaynaklı ısı pompası teknolojisi, 1973 petrol ambargosu süresince, isviçre de tekrar ivmelendi ve bir kaç yıl sonra, Oklohoma State University de bir araştırma programı başlatılarak günümüze kadar gelişimini devam ettirdi (Hughes *et al.* 1985). 1985 de sadece 14.000 TKIP sının Amerika da kurulduğu tahmin ediliyor.

Bu gelişmelere paralel olarak, isveç'te 1988 yılında 134.000 TKIP sının olduğu bildirilmektedir (Sulatisky *et al.* 1991). Amerika'da 1990 yılında, tahminen 100.000 TKIP sı konut ve ticari uygulamalarda kullanılmıştır. Tüm imalatçılar satış rakamlarını bildirmemesine rağmen, 1993 yılında ARI ye 17.300 ünitenin yıllık satışı bildirilmiştir (boissavy 1997). Ayrıca, 1997 yılı sonunda, 300.000 den fazla TKIP sı, evler, okullar ve

ticari yapılarda hacim ısıtması ve iklimlendirme amacıyla kullanılmıştır (Orkustofnun,1998).

Toprak kaynaklı ısı pompası hakkında yapılan çalışmaları üç bölümde incelenebilir.

- a-) Yurt içi ve yurt dışı yapılan bilimsel çalışmalar.
- b-) Yurt içi ve yurt dışında yapılan, bu konuyla ilgili sanayi çalışmaları.
- c-) Ülkemizdeki TS çalışmaları.

Toprak kaynaklı ısı pompası yeni bir fikir değildir. Bu teknolojinin ilk patenti 1912’de İsviçre’de alınmıştır (Bose, 1985). Özellikle 2. Dünya savaşından sonra bu konuya olan ilgi artmıştır.

Son yıllarda Oklahoma State Üniversitesinde J.E. Bose,J.D.Parker ve F.C McQuiston bu konu ile ilgili çok geniş araştırmalar yapmış ve araştırmalarını” Kapalı devre toprak kaynaklı ısı pompası dizaynı” adı altında yayınlamışlardır (Bose *et al.*, 1985). Bununla yetinmeyen bu araştırmacılar “Uluslar arası toprak kaynaklı ısı pompası birliği” IGSHPA’yı kurarak çalışmalarını internet ortamına taşımışlardır (www.igshp.okstate.edu/).

Yine ABD’de Kavanaugh dikey toprak ısı değiştirgeçlerinden ısı geçişini incelemiş ayrıca U-tüp ve eşksenli dikey ısı değiştiriciler üzerinde çalışmalar yapmıştır (Kavanaugh, 1984). Ayrıca Rafferty ile birlikte çalışmalarını “Toprak kaynaklı ısı pompası ticari ve kurumsal yapılarda jeotermal sistem dizaynı (Kavanaugh) olarak yayınlamışlardır.

1985 yılında MacCracken toprak altında seri bağlı ısı pompası devresi kurup sonuçlarını hava-hava ısı pompaları ile karşılaştırmış ve çok iyi sonuçlar almıştır (MacCracken, 1985).

Partin; ısı pompaları için kapalı çevrimli toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılması üzerine bir çalışma yapmış ve bellirli bir toprak kaynağı için toplam iletkenliğin

ölçülmesiyle ilgili olarak bir yöntem belirlemiştir (Partin, 1985). Yine Kavanaugh (Kavanaugh, 1998); bilinen TKIPlarını n bağlantı elemanları ve boru hatlarındaki basınç kaybı ile ilgili diyagramları vererek, boru hattı tasarımını incelemiştir. Fleming; 1987'nin sonbaharında, Shanghai'deki (Çin) bir ticari ofis binası (net iklimlendirme yüzey alanı 3600m², yapının ısıtma yükü 65.7 ton ve soğutma yükü 128.6 ton) için tasarlanan ve işletilen 130 tonluk jeotermal ısı pompası sisteminin tasarımı ve işletilmesi üzerine çalışmıştır (Fleming,1987) Catan ve Baxter; kuzey iklim uygulamalarında toprak kaynaklı ısı pompalarının ekonomik açıdan optimum analizini incelemiş ve Pittsburgh da bulunan 160m² bir ev için, yatay toprak ısı değiştiricisi olan su kaynaklı ısı pompasının yapım ve kullanım maliyetini 7 yıllık ekonomik ömür için minimize etmiştir (Cattan ve Baxter, 1985).

Miles; ısı pompası teori ve servis adlı kitabında toprak kaynaklı ısı pompalarına geniş yer vermiştir. Bu kitapta toprak direnci ve boru direnci değerleri bir tablo halinde verilmiş olup toprak ısı değiştiricisinin boru boyunun hesaplanmasında metodoloji geliştirmiştir (Miles, 1992).

Literatürde ısı pompası (klima) sistemleri ile ilgili çok sayıda çalışmalar bulunmaktadır. Pıhtılı vd (1993), yaptıkları bir çalışmada, bir mahallin ısıtma ve soğutma yüklerini karşılayacak, hava kaynaklı, paket tipi ısı pompasının analizini yapmıştır. Çalışmada, mahallin ısıtma ve soğutma yükleri dış çevre sıcaklığının fonksiyonu olarak hesaplanmış, sistemin ısıtma ve soğutma kapasitesi ve tüketilen güç buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarına bağlı olarak tespit edilmiştir. Ayrıca, ısıtma kapasitesi ile mahallin ısıtma yükünü, soğutma kapasitesi ile mahallin soğutma yükünü aynı grafik üzerinde gösterecek denge noktaları ve ısı pompasının uygun çalışma aralığı da tespit edilmiştir.

Toprak kaynaklı ısı pompalarında, toprak ısı değiştiricilerin hesabı hayati önem taşır. Kavanaugh (Kavanaugh, 1997) eserlerinde toprak kaynaklı ısı değiştiricileri ve toprak ısı direnci hakkında araştırmalar yapmıştır (Remund and Lund, 1995). Spilker ise 1998 yayınlanan makalesinde sondaj genişliği ve toprak dolgusunun, ısı değiştirici boyuna

etksini incelemiştir (Spilker, 1998). Bu inceleme sonuçları daha ilerideki aşamalarda belirtilecektir.

Hawlader vd (2001) su ısıtma sisteminde güneş destekli bir ısı pompasının performansını incelemiştir. R134a soğutucusuna uygun bir evaporatör gibi hareket eden, üzeri camla kaplanmamış düz levha güneş kolektörlü, güneş destekli ısı pompası su ısıtma sisteminde analitik ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Sonuçlar, sistemin performansının, kollektör alanı, kompresör hızı ve güneş ışınlanması ile önemli derecede etkilendiğini göstermiş, yapılan bir ekonomik analiz ise, sistem için yaklaşık iki yıllık bir minimum geri ödeme süresini ortaya koymuştur.

Michael Hughes H. (2001) ısı pompalarının çok çeşitli amaçlar için kullanıldığını inceleyen bir çalışma yapmıştır. Bu çeşitlilik bir alanın ısıtılmasından endüstriyel su ısıtmasına kadar değişiklik gösterir. Buhar sıkıştırımlı ısı pompalarının soğutucularının seçimi, kaynağın ve akışkanın ısısına göre kararlaştırılacağını elde etmişlerdir. Ayrıca bir soğutucunun seçiminde üretim özelliklerinin yanı sıra termodinamik, taşınma ve güvenlik özellikleri de dikkate alınarak yapılacağını belirtmişlerdir. Bu çalışmada gelecekte uygulanacak ısı pompalarının soğutucu özellikleri ile bağlantılı olarak uygulanacak çok çeşitli uygulamalar incelenmiştir.

Kopac and Zemher (2006) yaptıkları çalışmada ekserji metodunu kullanarak NH₃, R12, R22, HFC-134a gibi bazı farklı soğutucular için kullanılan buhar sıkıştırımlı soğutucu çevrimlerinin davranışlarını incelemiştir. Bir tesisin soğutulmasında, tesisin soğutucu yükü ve soğuk bölgenin doymuş sıcaklığı sabit tutulmuş, öte yandan evaporatör ve kondenserin doymuş sıcaklıkları sırasıyla 303 K den 313 K'ne ve 258 K den 248 K 'e değiştirilmiştir. Evaporatör ve kondenserdeki doymuş sıcaklık değişiminin çevrimdeki tersinmezlik oranına etkilerinin her bir soğutucu için ayrı ayrı elde edileceğini belirtmişlerdir. Çevrimin COP'nun her bir soğutucu için ayrıca belirlenerek karşılaştırılacağını ortaya koymuşlardır. Kullanılan soğutucular arasında diğerleri ile karşılaştırıldığında en ekonomik olanın R-12 olduğu bulunmuştur.

O'Neill *et al.* (2006) Amerika Birleşik Devletlerinde farklı bölgelerde yer altı suların termal ve ekonomik performanslarını incelemek amacıyla simülasyon çalışmaları yapmışlardır. Bu simülasyonlar saat başı yapılan enerji simülasyon programına dahil edilmiş, basitleştirilmiş bir kuyu modeli baz alınarak yapılmıştır. Dik sütunlu kuyuların istenilen montaj derinliği ve enerji maliyetleri, tekli U-boru kapalı mazgallı alanla karşılaştırılmıştır. Sonuçlar göstermiştir ki dik sütunlu kuyu sistemleri daha az sondaj uzunluğuna ihtiyaç duyulduğunu göstermiştir. Karşılaştırmalı maliyet analizi 20 yıllık sistem işletmeleri dikkate alınarak yapılmıştır.

Ülkemizde de bu konuda birçok teorik ve deneysel çalışmalar yapılmıştır.

Teorik çalışmalar;

Anadolu Üniversitesinden Taner(Taner,1986) ODTÜ den Kılıkış(Kılıkış 1985) tarafından (TKIP) sistemi incelenmiştir. Kılıkış makalesinde, toprak kaynaklı ısı pompalarından genel olarak bahsetmiş ve uygulama yöntemlerini teker teker ele almış ve bazı uygulamalardan örnek vermiştir. Makalede genel amaç, enerji depolamadaki zorluklar göz önüne alınarak özellikle mevsimlik enerji depolanmasında toprak örtüsünden yararlanılabilmeye dikkat çekilmiştir.

Hepbaşlı (Hepbaşlı, 1985) tarafından, 1985 yılında;‘ısı pompası sistemleri ve konut ısıtılması’ isimli Yüksek Lisans çalışmasında, ısı kaynağı olarak topraktan yararlanarak, toprak-su/ısı pompası tesisi ile konut ısıtılması tesisi üzerine çalışılmıştır. Projelendirmeye esas olan tek katlı ve toprak ısı değiştiricilerinin yerleştirilmesine uygun, yeterli toprak alanı bulunan binaya döşmeden ısıtma metodu uygulanmıştır. Bu çalışmada, hem yatay hemde düşey toprak-ısı değiştiricisi tasarımı yapılmış ve bu iki farklı yöntemin birbirine göre üstünlükleri incelenmiştir.’

Ayrıca Ataman 1991 yılında yüksek Lisans tezi olarak bu konuyu incelemiştir (Ataman 1991) bu çalışmada, Göztepe de inşa edilen bir konutun toprak kaynaklı ısı pompası ile ısıtılmasını ele almıştır, konutun ısı kaybı derece gün metodu ile hesaplanarak uygun ısı

pompası seçilmiştir. Seçilen bu ısı pompasının çalışma şartlarına uygun olarak, toprak ısı değiştiricilerinin boyutlandırılması yapılmıştır. Toprak ısı değiştiricileri boyutlandırılırken, topraktaki sıcaklık değişimi, Kelvin Çizgisel Kaynak Teorisinin, Ayna görüntü metodu eklenerek geliştirilmesi ile elde edilmiştir. Bu metodun kullanılabilmesi için gerekli toprak direncinin hesabındaysa tüm boruların birbirlerine olan ısı etkileşimi göz önüne alınmıştır.

Acar (1998) yaptığı çalışmada ise ev tipi bir soğutucunun kararlı hal modeli kurmuştur. Bu çalışmada cihazın soğuk odası ile çevre havası arasında çalışan gerçek buhar sıkıştırma çevrime göre çalışan soğutma sisteminin işletme karakteristiklerini kararlı hal simüle eden bir bilgisayar programı geliştirilmiştir.

Çomaklı *et al.* (1999) R-12, R-22 ve R-12/R114 soğutucu akışkan çiftlerinin değişik ağırlık oranlarında karıştırılması ile elde edilen nonazeotropik karışımların, buhar sıkıştırma ısı pompasının performansı üzerindeki etkilerini incelemek üzere bir çalışma yapmıştır. Sonuçta, soğutucu karışımlarının saf soğutuculara göre daha yüksek performans sağladıkları görülmüştür.

Hepbaşlı ve arkadaşları (2003) İzmir’de 50 m sondajla açılmış toprak kuyusuna gömülü U şeklindeki bir ısı değiştiricili toprak kaynaklı ısı pompasının ısıtma performans katsayısını incelemişlerdir. Ayrıca, sistemin performansını ve kurulma maliyetini etkileyen parametreleri belirlemişlerdir.

Esen vd. (2007) tarafından Elazığ’da yatay toprak ısı değiştiricili bir ısı pompası sistemi kurulmuş ve test odasında deneysel olarak incelenmiş ve ayrıca sistemin sayısal analizinde yapılmıştır.

Teorik ve deneysel çalışmalar ise;

Oskay ve Babür (1985) toprak hava arasında çalışan bir ısı pompasının tasarımını gerçekleştirmişlerdir. İki devreden oluşan bir ısı pompası oluşturarak deneysel olarak

toprak kaynaklı ısı pompalarını incelemişlerdir. Su ve antifriz karışımından oluşan salamurayı, toprak altına yatay olarak döşenmiş bakır borulardan geçirerek, 1985-86 sezonunun kış ayları boyunca bir hacmin ısıtılmasını sağlamışlardır. Toprak altındaki boru demeti 10 m uzunluğunda 5/8" bakır borudan yapılmıştır. Toprakta soğulan ısı gücü ölçülmüş ve bir kurumsal modelin sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Yılmaz ve Aydın (1985) yaptıkları çalışmada, hava-hava, hava-su, su-hava ve su-su ısı pompalarının teorik modellerini yapmıştır. Sistemin ana elemanları olan evaporatör, kondenser, kompresör ve kılcal boru ayrı ayrı ele alınarak boyutları hesaplanmıştır. Modeli kurulan bu sistemde genişleme vanası olarak kılcal boru kullanılmış, bu elemanda sürtünme ve ivmelendirme kayıpları dikkate alınarak hesaplama yapılmıştır. Aynı zamanda hava veya suyun eşanjörlere giriş sıcaklıkları ile bağlı nemliliğin sistem performansına etkisi de incelenmiştir.

18 adet düzlemsel güneş kollektörü, bir adet gizli ısı depolama tankı ve hava kaynaklı bir buharlaştırıcının bulunduğu ısı pompası deney düzeneği kurulmuş ve 1990 yılında değişik ısı kaynaklı üç ısı pompası için ayrı ayrı deneyler yapılmış ve bir bilgisayar programı yardımıyla sistemlerin performans katsayıları ayrı ayrı elde edilmiş ve bir birleri ile karşılaştırılmıştır (Çomaklı, 1991).

Ayhan *et al.* (1992) yaptığı çalışmada, enerji depolu güneş enerjisi destekli ısı pompasının ekserji verimine enerji depolama tekniklerinin etkisini incelemek için bir deney sistemi kurmuştur. Haziran, Temmuz ve Ağustos aylarında yapılan deneylerden elde edilen datarlarla ısı pompası sisteminin ekserji verimi hesaplanarak farklı sistemlerle karşılaştırması yapılmıştır.

Dikici ve Akbulut Elazığ (2002) ili iklim şartlarında konut ısıtmasını da güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin kullanılabilirliğini deneysel olarak araştırmıştır. 2002 Aralık ayından başlayarak 2003 Mart ayı dönemine kadar olan süre içerisinde çeşitli yapılan deneylerle her bir sistemin performans katsayıları çıkarılmıştır. Sistemlerin ekonomi ve enerji analizleri yapılmıştır.

Uçar ve İnallı (2005) farklı iki geometrik depoya sahip çok konutlu bir ısıtma sisteminin ısı analizini sonlu elamanlar yöntemi kullanılarak modellenmiş depodaki suyun sıcaklığı ile toprak sıcaklık değerleri bulunmuştur. Isıtma sistemine ikinci kanun analizini uygulamış ve toplayıcı, ısı depo, ısı pompası ile konuttaki ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Bu analizle sistemin maliyetini en aza indirmek için sistemdeki toprak altına gömülü depo hacminin optimum boyutları bulunmuştur.

Bakırcı ve Özyurt (2007) Soğuk iklim bölgesinde güneş ve toprak kaynaklı ısı pompasının performansını incelemek amacıyla, bir deneysel sistem kurulmuştur. Bu çalışmada, ısı pompasının buharlaştırıcısı, gündüzleri güneş geceleri toprak olmak üzere iki ayrı kaynaktan ısı çekerek beslenmiştir. Deneysel olarak elde edilen sonuçlar, ısı pompası (COP) ve sistemin (COPs) performans katsayısını hesaplamak için kullanılmıştır.

Yurt içinde ve Yurt Dışında Yapılan Konuyla İlgili Sanayi Çalışmaları;

ABD, Kanada ve Kuzey Avrupa ülkelerinde bugün birçok araştırmacı toprak kaynaklı ısı pompaları hakkında araştırma yapmaktadır. Özellikle İsveç'te bu konuya çok büyük önem verilmiştir. Şu anda üretim yapan Termia firması Toprak kaynaklı kompakt tip ısı pompası üretmekte ve gelişimi için araştırma yapmaktadır. İnternet aracılığı ile Amerika ve Avrupa'da bu konuyla ilgili imalat, taahhüt ve yatırım yapan şirket ve kuruluşlara, ulaşmak ve faaliyetleri hakkında bilgi almak mümkündür (AFCESA 1999, IGSHPA 1999).

Ek 1 de TKIP ile ilgili, yurt dışında faaliyet gösteren bazı kuruluşların isimleri verilmiştir. Ek 2 de ise Ülkemizdeki TS Çalışmaları verilmiştir.

TKIP' sı endüstrisi, ülkemizde yeni bir sektördür. Hali hazırda, ülkemizde TKIP imalatçısı yoktur. Bunun yanı sıra, çalışır vaziyette tesis sayısı oldukça azdır. Şu anda Termia kompakt tip ısı pompalarının temsilciliğini alan bir İstanbul firması (Yeşil Çizgi)

TKIP'larını ülkemizde yaygınlaşması için büyük çaba göstermektedir. Ayrıca Kocaeli'nde faaliyet gösteren bir başka şirket bu konu üzerinde çalışmalarını sürdürmektedir (Ente). Bir başka firma yurt dışında bir çok çalışmanın yürütüldüğü, "su çevrimli ısı pompası sistemleri (Water loop hit pump systems) ile ilgili faaliyetlerde bulunmaktadır (Form). Bunun yanı sıra diğer bir firmasının Antalya'da sudan suya ısı geri kazanımı ve sudan suya olmak üzere iki adet ısı pompası uygulaması mevcuttur (Doğan, 1997).

Bu çalışmanın amacı ise, ülkemizin kış şartlarının en sert geçtiği şehirlerinden biri olan Erzurum' da TKIP sisteminin mahal ısıtmasında kullanılabilirliğini araştırmaktır. 53 m derinliğinde açılmış olan kuyuya U şeklinde yerleştirilmiş dikey tip TID kullanılarak deney seti kurulmuştur. 2007 yılı Kış sezonu boyunca Ocak, Şubat, Mart, Nisan ve Mayıs ayları süresince düzenli olarak deneyler yapılmış, TID'lerine 10lt/dk ve 20 lt/dk debilerde antifriz su karışımı gönderilmiş ve deneysel verileri alınmıştır. Yapılan deneylerden elde edilen verilere dayanarak, sistemin enerji analizi ve performans analizi yapılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER

Isıtma sektöründe çoğu insan için “Isı Pompası” terimi yenidir. Oysaki evlerimizdeki buzdolabı, klima, nem giderici ve dondurucular aynı prensible çalışan ürünleridir. Buzdolabının içinin soğuyarak arka yüzeyindeki borularla odayı ısıtması gibi sistem bunu her iki şekilde de yapabilir. Yani iç soğurken dış ısınacak, iç ısınırken dış soğuyacaktır.

Termodinamik açıdan temelde soğutucu ve ısı pompası arasında temel bir fark bulunmamakta; sistem ilgi alanının yüksek sıcaklık bölgesi olması halinde "ısı pompası"; düşük sıcaklık bölgesi olması halinde "soğutucu" olarak isimlendirilmektedir. Isıtıcı ve serinletici işlevlerinin her ikisinin birden değerlendirilmesi ise olayın ekonomikliği açısından önem taşımaktadır. Termodinamiğin II. Yasası, ısının düşük sıcaklık seviyesinden yüksek sıcaklık seviyesine transferi için yardımcı bir enerji kaynağının gerekliliğini ortaya koymaktadır. Bu enerji ihtiyacı mekanik veya elektrik enerjisi şeklinde karşılanabildiği gibi; ısı enerjisi şeklinde de karşılanabilmektedir.

En yalın tanımıyla ısı pompası düşük sıcaklıktaki bir ortamda bulunan ekonomik değeri olmayan ısıyı, kullanılmak üzere daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama pompalayan ve bu işi yapmak için pompaladığı ısıya oranla daha az (% 20-25'i kadar) mekanik iş harcayan bir sistemdir. Bu durumda sanayi tesislerindeki düşük sıcaklıktaki büyük miktarda atık enerjinin kullanılabilir hale getirilebilmesinde ısı pompaları büyük kolaylık ve bu da önemli ölçüde enerji tasarrufu sağlayacaktır. Gerekli şartlar sağlandığında yüksek miktarlarda enerji düşük maliyetlerle kullanıma sunulabilir.

Buhar sıkıştırma esasına göre çalışan ısı pompaları, dışarıdan kendisine iş verilen kompresörlerin tahrikinde kullanılan kuvvet makinelerine göre adlandırılabilir. Bunlar sırasıyla:

1. Elektrik ısı pompaları
2. Gaz ısı pompaları
3. Diesel ısı pompaları

Dalgıç pompalar nasıl suyu üretmiyorlarsa, ısı pompaları da genel anlamda ısıyı üretmek yerine taşımayı amaçlar. Dalgıç pompalarının su pompalaması için bir su kaynağına daldırılmalarına benzer olarak, ısı pompaları da yeryüzünde bir enerji kaynağına temas etmedikleri sürece ısıyı taşıyamazlar. Bunun içinde ısının alınacağı bir ısı çukuruna ihtiyaç vardır.

Isı pompaları ısı kaynaklarına göre:

1. Hava kaynaklı ısı pompaları,
2. Toprak kaynaklı ısı pompaları,
3. Yer üstü su kaynaklı ısı pompaları,
4. Yeraltı su kaynaklı ısı pompaları,
5. Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompaları,
6. Jeotermal enerji kaynaklı ısı pompaları,
7. Atık ısı kaynaklı ısı pompalarıdır.

Ülkemizde kullanılan ısı pompalarının hemen hemen hepsi ısı kaynağı olarak havayı kullanmaktadırlar. Günümüzde havayı ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompaları split klima ve çiller olarak adlandırılmaktadır. Hava kaynaklı cihazların verimleri, dış hava sıcaklıklarının değişimlerinde, farklı değerler alırlar. Verim değişimi nedeniyle işletme maliyetlerinde beklenmeyen artışlar meydana gelir. Bu verim değişimlerini önleyen sıcaklığı sabit kabul edebilecek ısı kaynakları da mevcuttur. Bu amaçla kullanılan sıcaklığı sabit kabul edebilen ısı kaynakları toprak ve sudur.

Isı pompaları için hava universal bir kaynaktır. Hava kaynaklı ısı pompalarının mevsimsel performansları (SPF), su kaynaklı ısı pompalarına göre %10-30 civarında düşük olsa da bol ve ucuz bir ısı kaynağı ve sürekli bulunması en büyük avantajdır

(<http://www.heatpumpcentre>). Kullanılan ekipmanların makul boyutlarda olması ve nispeten düşük işletme ve tesis maliyetleri sayılabilecek diğer avantajlarıdır. Bunların yanında hava kaynaklı ısı pompalarının iki büyük dezavantajı da vardır. Bunlar;

-Sıcaklık değişimi

-Buzlanma problemi

Isı ihtiyacımızın yüksek olduğu durumlarda, kaynak sıcaklığının düşük olması, ısı pompasının ısıtma kapasitesinin düşmesine neden olur. Bu durumda arta kalan ısı ihtiyacı genellikle ek bir ısıtma kaynağı tarafından karşılanır. Bu bağlamda ısı kaynağı sıcaklığının bu şekilde değişken olması projelendirmeyi ve ekipman seçimini zorlaştırmaktadır (Bose, 1985).

Kaynak sıcaklığı ile soğutucu akışkan arasında $10C^0$ civarındaki sıcaklık farkı, hava kaynaklı ısı pompaları için ısı geçişine olanak verir. Dolayısıyla buharlaştırıcı aynı kaynaktan ısı çeken diğer ısı değiştirgeçlere göre daha düşük sıcaklıkta çalışır. Buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı $0 C^0$ 'nin altına düştüğünde, atmosferde bulunan su buharı buharlaştırıcı yüzeyleri üzerine yoğunlaşarak buzlanmaya sebep olur. Bu buz kütesinin buharlaştırıcı yüzeyinde birikmesi ile ısı geçişi engellenir. Sonuç olarak ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı ve kapasitesi düşer. Buharlaştırıcı birim yüzeyi başına $9.8-14.6 kg/m^2$ nin birikmesi ısı geçişini arttırıcı yönde rol oynadığı bilinmektedir (ASHRAE, 1984). Ancak buzun daha fazla birikmesini önlemek için, periyodik olarak buzun buharlaştırıcı yüzeyinden çözülmesi gerekmektedir. Buna defrost yapma denir. Bu olay belli aralıklarla sıcak gaz geçirmeyle veya elektrikli yapılır.

Hava kaynaklı ısı pompalarında bir diğer problem ise geçişinin düşük olmasıdır. Isı geçişini arttırmanın en pratik yolu fanlar vasıtasıyla havayı cebri olarak buharlaştırıcıdan geçirmektedir.

Isı kaynağı olarak suyun kullanılması kuyulardan, göllerden, nehirlerden, şehir şebekesinden ve üretim işlerinden elde edilen su aracılığı ile olur. Daha genel olarak yeraltı ve yerüstü suyu olarak ikiye ayrılır.

i.Yer altı suyu: Kuyu suyu 45-150 metre derinliklerinde kuzey ülkelerinde 10°C , güney ülkelerinde ise 16°C civarında elde edilebilir. 10 metre ve daha fazla derinliklerde yeraltı suyunun sıcaklığının yıl boyunca çok az değişmesi önemli bir avantajdır. Kuyu suyundan yararlanıldığında, sıcaklığı düşmüş olarak, buharlaştırıcıyı terk eden suyun kaynak sıcaklığını düşürmemesi için genellikle bir daha kullanılmamak üzere bir başka yere atılması gerekmektedir. Ayrıca sondaj ve bakım maliyetinin yüksek olması kullanımı zorlaştırmaktadır

Yeraltı suyu yeterli miktar ve kalitede ve de uygun derinlikte bulunduğu takdirde, bu ısı kaynağı sıcaklık durumundan ötürü ısı pompaları için uygun olarak gösterilebilir.

ii.Yerüstü suyu: Su kaynağı olarak göller, nehirler gibi yerüstü sularından yararlanıldığında ise sıcaklık, kuyu sularına göre daha fazla değişmekle beraber, hava kadar değişmemektedir. Ülkemizde yer üstü sularının genellikle 0°C 'nin altına düşmemesi iyi bir avantajdır. Ayrıca denizlerde 11.50 m derinlikte sıcaklık 8°C civarında uygun bir sıcaklığa sahiptir (ASHRAE, 1984).

Yerüstü suyundan yararlanma, çoğu durumda problemlidir. Zarar verici maddelerle buharlaştırıcıda ısı geçiş katsayılarının kötüleşmesine neden olunur. Bu yüzden boru demetli ısı değiştiricileri kullanılmaz. Ayrıca buharlaştırıcı kısa zaman aralıklarında temizlenmelidir.

Toprağın 1-2 metre derinliğinde yıl boyunca sıcaklık değişiminin az olması, toprağın ısı kaynağı olarak kullanılabilmesi için iyi bir özelliktir. Isı, bir yıl boyunca güneşin yeryüzüne ısıdığı ve toprağın depoladığı güneş enerjisinden kaynaklanmaktadır. Güneş, yazın öğle vaktinde $1000\text{W}/\text{m}^2$ -yeryüzü alanı, kışın $50\text{-}200\text{ W}/\text{m}^2$ ışınlar.

Buna rağmen, ısı kaynağı olarak toprağın kullanılması diğer sistemlere göre daha pahalıdır. Isı değiştirici olarak toprak altına gömülen borulardan soğutucu akışkan veya daha ucuz olması bakımından, genellikle su ve salamura geçirilerek kullanılır. Bu ısı geçişini sağlayan yüzeyler toprak altına yatay veya düşey olarak iki şekilde yerleştirilir.

Toprak ısı değiştiricinin tasarımı sırasında, toprağın bileşimi, yoğunluğu, içerdiği nem miktarı ve gömme derinliği ısı değiştiricinin seçimini ve boyutlandırılmasını etkiler. Toprağın önemli bir dezavantajı da toprak özelliklerinin zamana bağlı olarak değişmesidir. Isıtma mevsiminde toprak ısı değiştirgecine yakın yerlerde toprak sıcaklığı düşer. özellikle soğuk yörelerde, ısıtma yapıldığı süre içinde toprağa yeteri kadar ısı geçişi olmasa; kış aylarında topraktan çekilen sürekli ısı nedeni ile toprağın donması söz konusu dur. Toprak sıcaklığının düşmesinin doğurduğu bir diğer sonuç, nem miktarının ve toprağın özelliğinin değişmesidir. Bütün bunların sonucu olarak ısı pompası geri dönüş suyu sıcaklığı düşer ve bu sebepten dolayı ısı pompasının kapasitesi yani ısıtma tesir katsayısı düşer.

Yukarıda sayılan bazı dezavantajlarına rağmen yinede toprak; sıcaklık sabiti, sıcaklık durumu, yerel ve zamansal varlığı ve de depolama imkanı açısından çok elverişli bir ısı kaynağıdır.

Isıtma tesir katsayısının artması bakımından güneş enerjisinin çok yüksek sıcaklıklara çıkabilmesi iyi bir avantajdır. Kaynak olarak güneş enerjisinden yararlanıldığında iki temel sistem söz konusudur. Bunlar direkt ve endirekt sistemlerdir. Direkt sistemlerde buharlaştırıcılar doğrudan güneş kollektorune yerleştirilir. Endirekt sistemlerde ise, kollektordn su veya su buharı geçirilerek kaynak olarak bunlardan yararlanılır.

Güneş enerjisinin en büyük dezavantajı ısının depolanmasının zor ve pahalı olmasıdır. özellikle ısı ihtiyaının olduğu kış günlerinde güneş enerjisinin zayıflığı, ek bir ısıtma tesisine ihtiyaç duyulmasına yol açar. Buda zaten pahalı olan sistemin maliyetinin daha da artmasına sebep olur.

Çizelge 2.1. Isı kaynaklarının karşılaştırılması

Isı kaynağı	Hava	Şehir suyu	Kuyu suyu	Yüzey suyu	Atık su	Toprak	Güneş Enerjisi
Kaynak sınıflandırılması	Birincil	Birincil veya yardımcı	Birincil	Birincil	Birincil veya yardımcı	Birincil veya yardımcı	Yardımcı
Isının atılması için uygunluğu	İyi	İyi	İyi	İyi	Kaynağa göre değişmektedir	Genellikle zayıf	Isı havaya atılabilir
Bulunabilirlik (yöre)	Üniversal	Şehirler	Belirsiz	Nadir	Sınırlı	Yaygın	Üniversal
Bulunabilirlik (zaman)	Sürekli	Yöresel kesintiler hariç sürekli	Sürekli	Sürekli	Değişken	Sürekli	Tahmin edilemez
İlkyatırım masrafları	Düşük	Genellikle en düşük	Kuyu açma maliyetine göre dğş.	Düşük	Düşük	Değişken	Yüksek
İşletme masrafları	İzafi olarak düşük	Yüksek	Düşük-Orta	İzafi olarak düşük	Düşük	İzafi olarak orta	İşletme maliyetlerini düşürür
Sıcaklık seviyesi	Uygun	Genellikle tatmin edici	Tatmin edici	Tatmin edici	Genellikle iyi	Aşırı ısı çekilmediği için iyi	Çok iyi
Sıcaklık değişimi	Aşırı	Yöre göre değişmekte	Düşük	Orta	Genellikle orta	Havadan düşük	Aşırı
Ekipmanların boyutları	Orta	Küçük	Kuyu ekipmanları haricinde küçük	Küçük	Değişken genellikle orta	Top.ısı değiştirici hariç küçük	Bazı yöreler için elverişli

Düşük maliyetli enerji kaynaklarından birisi olan toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) sistemlerinin, konut ve ticari yapıların ısıtılması ve soğutulması uygulamalarındaki kullanımı, gün geçtikçe artmaktadır. Özellikle bu sistemler geçtiğimiz yarım yüzyıl içerisinde kış sezonunun uzun ve sert geçtiği Kuzey Avrupa, İskandinavya, Kanada ve Kuzey Amerika'da, avantajları ve yüksek konfor özelliklerinden ve çok yönlü kullanılabilir olmasından dolayı tercih edilmişlerdir.

Toprak-su kaynaklı ısı pompaları tipleri üç ana başlık altında toplanabilir.

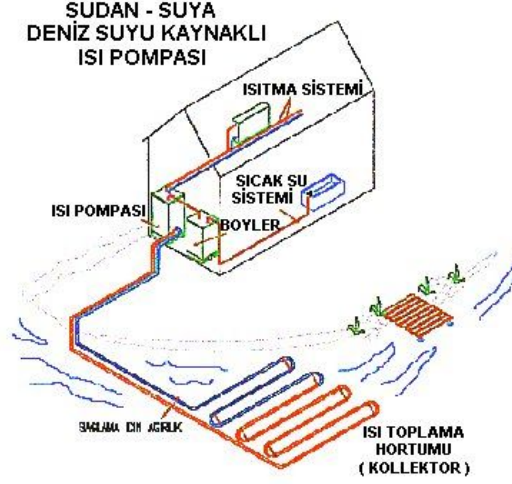
1. Yüzey Suyu Isı Pompaları
2. Yer Altı Suyu Isı Pompaları
3. Toprak serpantinli ısı pompaları

1. Yüzey Suyu Isı Pompaları: Bir m³ suyun sıcaklığı 1 °C düşerek çekilen enerji, bir m³ havanın sıcaklığını 1 °C düşürecek çekilecek enerjiden 3000 defa daha fazladır. Havanın yoğunluğu düşük ise, 4000 katına varan bir üstünlüğe sahiptir. Kış aylarında buharlaştırıcıdaki sıcaklığın düşmesi, buzlanmanın önlenmesi için kontrol altında tutulmalıdır. Bu ısı pompaları kapalı ve açık devre olmak üzere iki guruba ayrılır.

i. Açık Devre Yüzey Suyu Isı Pompaları: Göl, deniz ve ırmaklardan alınan su, temiz ve ısı pompasının kondenserinde korozyon oluşmaması için gerekli tedbirler alınmış ise su doğrudan su-su veya su-hava için dizayn edilen kondensere pompalanırlar. Daha çok ısı pompaları ile açık su deresi arasında ısı değiştirgeci kullanımı yaygındır

ii. Kapalı Devre Yüzey Suyu Isı Pompaları: Bina içindeki ısı pompasına (su-su veya su-hava olabilir) bağlanmış olan, göl, deniz, nehir veya atmosfere açık bir su birikintisi içerisine yerleştirilen boru devresini içerir (Şekil 2.2). Boru devresi genelde ultraviyole radyasyon tiplerine karşı korumalı yüksek yoğunluktaki polietilendir. Çoğunlukla 20 mm ila 25 mm çapında borular kullanılır. Ancak basınç kayıplarını azaltmak için 40 mm'ye kadar borular kullanılmaktadır. Genelde bu sistemlerin avantajları, toprak kaynaklı ısı pompalarına göre düşük maliyet, yüksek güvenilirlik, ucuz bakım ve

işletme gideridir. Toprak kaynaklı ısı pompasına göre yaz ve kışın dış ortama göre sıcaklıkları daha fazla değişim gösterir.



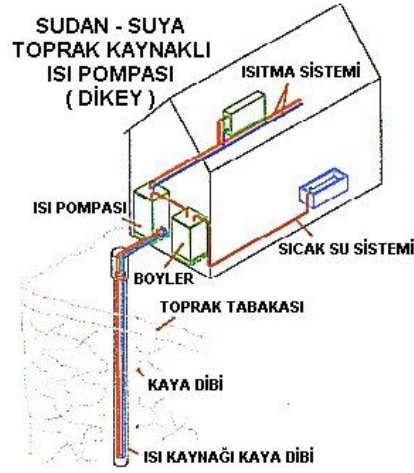
Şekil 2.1. Sudan suya deniz suyu kaynaklı ısı pompası

2. *Yer Altı Suyu Isı Pompaları:* Yeraltı suyunun alınıp tekrar toprağa veya diğer göl ırmak gibi ortamlara pompalanması ile sistem çeşitlilik gösterir. Küçük sistemlerde yeraltı suları doğrudan ısı pompasını serpantininde sirküler ettirilir. Emiş kuyusundan yeterli mesafeye tekrar pompalanan su yeraltında hareket ederek ilk emiş kuyusuna ulaşacaktır. Bu esnada, kat ettiği yol boyunca toprağın enerjisini ilk kuyuya taşıyacaktır. Yeraltı suyu ısı pompaları toprak serpantinli ısı pompalarına göre daha yüksek verimli ve daha düşük maliyetlidir.

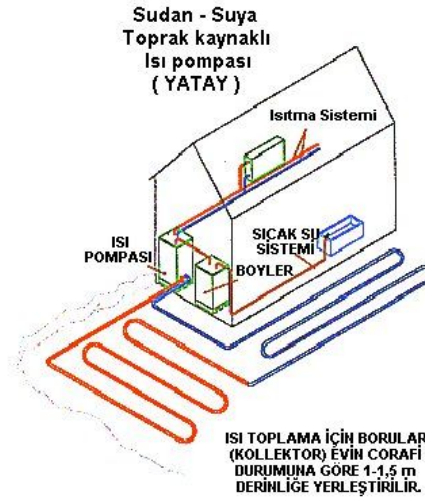
3. *Toprak Serpantinli Isı Pompaları:* Yatay veya düşey olarak toprak içine gömülmüş kapalı bir boru demetine (ısı değiştiricisi) bağlanmış ısı pompası veya pompalarından oluşur. Toprak içinde gömülü borulardan oluşan, su veya su-antifriz, sıvı-soğutkan serpantini içerisinde dolaşarak kapalı bir devre oluşturur.

Toprak içine yerleştirilecek boruları dikey veya yatay döşeme şekline göre iki guruba ayırılır.

i. *Dikey Toprak Serpantinli Isı Pompaları:* Küçük çaptaki polietilen tüpün, dikey olarak açılan bir kuyuya yerleştirilmesi ile kurulur (Şekil 2.3). Kuyu derinliği, kullanılan ekipmanlara göre 15 m ile 200 m arasında değişir. Büyük toprak alanına ihtiyaç yoktur. Derinlerde toprak sıcaklığı daha stabildir. Bu yüzden daha verimlidir. Ancak ilk yatırım maliyeti fazladır.



Şekil 2.2. Dikey toprak serpantinli ısı pompasının genel görünüşü



Şekil 2.3. Yatay topraklı kaynaklı ısı pompasının genel görünüşü

ii. Yatay Toprak Serpantinli Isı Pompaları: Tek borulu, çok borulu ve serpantinli olarak üç guruba ayrılır. Tek borulu sistemde en az 1.2 m derinlikte dar hendeklere yerleştirilir (Şekil 2.4). Yer tasarrufu açısından çoklu borular 2 veya 4 aynı kanalın içine gömülür. Diğer üçüncü tip ise serpantin tipi yatay uygulama olup en az alan gereken sistemdir.

Yatay ve düşey olarak toprağa yerleştirilen borular seri veya paralel olarak bağlanırlar. Genelde 1,5 ile 2 m derinliğe yerleştirilen yatay tip ısı değiştiricilerin içinde bulunduğu toprak sıcaklığı tüm yıl boyunca az değişim gösterir.

Toprak kaynaklı bir ısı pompası başlıca üç ana bölümden oluşur. Bunlar; (i) bina ile yer bağlantısı içinde dolaşan akışkanı taşımak için bir ısı pompası, (ii) akışkan ile yer arasındaki ısıyı transfer etmek için bir yer bağlantısı, (iii) binayı ısıtmak veya soğutmak için gereken sistemlerdir.

Isıtma modunda, ısı TKIP ile toprak ısı değiştiricisine bağlanan devrede dolaşan akışkandan çekilir. Akışkan, soğuk halde tekrar toprağa gönderilir ve bu döngü devam ettirilir.

Toprakla olan ısı alış-verişi, toprağa yatay veya dikey olarak gömülmüş toprak ısı değiştiricileri ile gerçekleştirilir. Su veya salamura, toprak ısı değiştiricilerini oluşturan borulardan geçirilerek elde edilen ısı enerjisi, ısı pompasındaki buharlaştırıcıda soğutucu akışkana aktarılır.

Toprak bağlantılı ısı pompalarında, hava kaynaklı sistemler ile karşılaştırıldığında, daha yüksek ısıtma tesir katsayılarına ulaşılır. Toprak kaynaklı sistemler, birim kapasiteye göre, hava kaynaklı sistemlerden daha pahalıdır. Topraktan ısı kaynağı olarak yararlanılmasına karar verilirken; yöresel, iklimsel ve ekonomik faktörler dikkate alınmalıdır.

Toprak ısı değiştirgecinin montaj şekli o yörenin toprak özelliklerine de bağlıdır. Toprak altın da sert kayaların bulunması dikey uygulama yerine yatay uygulamayı

avantajlı hale getirebilir. Bununla birlikte yatay uygulama için yeterli yer yoksa dikey uygulama da avantajlı olabilir. Ekonomik açıdan da fosil yakıtların fiyatlarının elektrik fiyatları ile mukayese edilmesi gerekir. Soğuk iklimlerde kurulacak toprak kaynaklı ısı pompalarında toprağın kış aylarında donma olasılığı da göz ardı edilmemelidir. Bu tip yerlerde toprak ısı değiştirgecinde kullanılan suda antifriz olmalıdır.

Yüksek kapasite gerektiren büyük mahallerde kurulacak ısı pompası muhtemelen küçük kapasiteli bir tesise göre daha ekonomiktir. Sistemin kapasitesi seçimde önemlidir. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ilk maliyetinde en büyük pay ısı değiştirgecinin maliyetidir. Dolayısıyla ısı değiştirgecinin toprağa döşenme şekli, borunun tipi, çapı ve döşenecek uzunluk, bu maliyeti önemli ölçüde etkiler. Bu maliyetlerin belirlenmesinden önce ısıtma ve soğutma yükleri hesaplanmalı daha sonra toprak bağlantı sisteminin tahmini boyu yerleştirme şekli ve tanzimi göz önüne alınmalıdır. Dikey veya yatay şekil, seri veya paralel tanzim, çap ve boru tipi seçimlerinin hepsi maliyet üzerinde etkilidir.

Dikey ısı değiştiricisinin montajı için delme makinesi ile sondaj yapılıp, kılavuz kullanılarak bir ağırlık yardımıyla bu sistem toprak altına yerleştirilmelidir. Yatay ısı değiştiricilerinin kurulması için ise bir kaç hendek açılarak borular bu hendek içine yerleştirilebilir.

Kapalı sistem değiştiriciler, akış yollarına göre seri veya paralel tipte olabilir. Seri yerleştirmede tek bir akış yönü mevcuttur. Paralel sistemlerde ise bir kaç akış yolu vardır ve her kıvrımda akışı dengelemek gerekir. Kıvrımlarda akış giderek azalmış olacağından, iyi bir akış dağılımı sağlamak amacıyla, buradaki boru çapları besleme boru çaplarından ufak olmalıdır. Basınç düşüşü ve pompalama gücü ısı değiştirgeci için kabul edilebilir en düşük seviyede tutulmalıdır. Bununla beraber ısı değiştirgeci boruları, birbirinden etkilenmeyecek kadar uzakta olmalıdır. Bununla birlikte yatay serme uygulamasında borular; yağmur, kar ve toprak yüzeyini etkileyen yüzey olaylarından etkilenmeyecek derinliğe yerleştirilmelidir.

Yatay uygulamalarda dikkat edilecek hususlar: Tek bir hendek içine bir kaç boru yerleştirilecekse hendeklerin genişliği 0,6-0,9 m mertebesinde olmalıdır. Boruların yüzey şartından en az etkilenmesi için 0,5-2,5 m derinlikte döşenmesi gerekir. Derinlik arttıkça, ısı değiştiricisinin iyilik derecesi gerek toprak sıcaklıklarının daha uygun olması, gerekse boruların yüzey şartlarından daha az etkilenme sebebiyle artar. Fakat hafriyat masrafları da çoğalmış olur.

Tek bir hendeğe bir kaç boru döşenecekse, borular arası kot farkı yaklaşık 0,3-0,5 m mertebesinde olmalıdır. Borular toprak altına döşendikten sonra, çıkarılan toprağın yerine boşaltılırken toprak yoğunluğunu artırmak için sıkıştırma tavsiye edilir.

Çizelge 2.2. Yatay uygulama için boru çapı-uzunluk ilişkisi

<i>Boru çapı(inç)</i>	<i>Uzunluk (m)</i>
3/4''	<150
1''	<230
1 1/4''	<900
1 1/2''	<1200
2''	<2500

Yatay toprak ısı değiştiricilerinde 1 l/s akışkan debisinde 2 inçlik bir boru çapı ile 700 m boru boyu, kullanılabilir üst limit olarak kabul edilir. Çizelge 2.2'de seçilecek boru çaplarına göre pratikte uygulanan uzunluk sınırları verilmiştir.

Dikey uygulamalarda dikkat edilecek hususlar: Düşey uygulamalarda yerdeki hafriyatın tipi ve derinliğine, toprağın sertliğine ve aküferlerin bulunuşu gibi koşullarla değişir. Düşey boru delikleri 3-4,5 m uzaklıkla açılmalıdır.

Isı değiştiricileri, yerleştirme şekilleri kesit geometrilerine göre U tüp, bölünmüş tüp ve eş eksenli tüp olarak sınıflandırılabilir.

- U t p ısı değiştiricilerinin dizayn boru çapları $\frac{3}{4}$ '-2'arasındadır. Basınç düşmesi ve ısı performansına göre boru uzunluğu 15-180 m arası değişir. Isı pompası kapasitesinin tonu başına yaklaşık 37,5-45 m derinlikte delikler delinir. U Şeklindeki boru çevrimi kuyu içine bırakılır ve etrafı dolgu malzemesi denilen (grout) malzemeyle doldurulur. Yaklaşık olarak toplam sistemin ısı iletkenliğini % 20 iyileştirmek için % 40-50 arasında kum yüksek katkılı bir Şekilde konulabilir.
- Bölünmüş tip ısı değiştiricileri, PVC den boruyu iki kısıma ayıran ara bölme ise polietilenden imal edilmektedir. Üst kısmı bir ventil konularak hava çıkışı da sağlanmış olur.
- Eş eksenli ısı değiştiricileri  zerine Oklahoma Eyalet  niversitesinde (1982), Kuzey Carolina  niversitesi alışmalar yapılmıştır. Eş eksenli ısı değiştiricileri daha geniş aplıdırlar ve daha fazla su hacmine sahiptirler.

Toprak kaynaklı ısı pompaları için temel kaynak olan toprağın ısı davranışını kontrol eden üç faktör vardır. Bunlar; toprağın yoğunluğu, içerdiği nem miktarı ve toprağı oluşturan taneciklerin materyal özellikleridir.

Toprağın yoğunluğu, toprağın bileşimine ve yerleşme Şekline bağlıdır. Toprağın ısı iletkenliğini tespit edebilmek için, kuru yoğunluk ile nem miktarı belirlenmelidir. Toprağın kuru yoğunluk değeri yükseldikçe, nem içeriği değeri azalır. Sıfır hava eğrisi, su doyumunu yani verilen yoğunlukta en düşük ısı direnci gösterir.

Toprağın içerdiği nem miktarının artışı toprağın ısı direncini düşürür. Sabit kuru yoğunlukta, nem içeriği arttıķa, daha düşük iletkenlik değerine sahip olan hava, yerini suya bırakır. Nemin soğuğa hücum etmesi özelliğinden dolayı, borulardan ısı atıldığı soğutma mevsiminde, nem borulardan uzaklaşır. Isıtma mevsiminde ise toprak altından ısı çekildiğinden nem borulara hücum eder.

Toprağın ısı iletkenliğini, toprak içerisinde bulunan katı taneciklerin ısı iletkenlikleri önemli ölçüde belirler. Çizelge 2.3’de toprakta mevcut olan bazı materyallerin ısı karakteristikleri verilmiştir (Bose,1985). Yüksek yoğunluğu ile kuartz tercih edilen bir malzemedir ve nem tutucu özelliği vardır. Kil ile bağlantılı olarak bulunmasından dolayı, killi topraklar tercih edilen topraklar arasındadır.

Çizelge 2.3. Topraktaki bazı materyallerin ısı karakteristikleri

<i>Malzeme</i>	<i>Isıl Direnç (mC/W)</i>	<i>Isıl İletkenlik (W/mC)</i>
Kuartz	0,11	9.2
Granit	0,25-0,28	4.0-3.6
Kireçli taş	0,45	2.2
Kum taşı	0,58	1.7
Mika	1,7	0.59
Organik malzeme	xx	Xx
Islak	4.0	0.25
Kuru	7.0	0.14
Su	1.65	0.60
Hava	41	0.025
Buz	0.78	2.23

Çizelge 2.4’de AIEE tarafından 1960 yılında yayınlanan toprak özelliklerinin tipik karakteristik özellikleri görülmektedir.

Çizelge 2.4. Çeşitli toprak türlerinin ısı karakteristikleri

<i>Malzeme</i>	<i>Isıl Direnç (mC/W)</i>	<i>Isıl İletkenlik (W/mC)</i>
Gevrek kuru kum	1.75	0.57
Nemli kil	0.8-0.9	1.25-1.11
Nemli kumlu kil	0.8-0.9	1.25-1.11
Sıkı kum	0.8-0.9	1.25-1.11
Kum dolgu	2.0	0.5

Daha iyi bir toprak kalitesi için kuyuyu kapamak için mümkünse daha yüksek yoğunlukta bir toprak ile doldurulmalıdır. Bu mümkün değilse hendekten çıkartılan toprak sıkıştırılarak konulmalıdır. Toprak ısı direncinin % 20'si, boru çeperinden itibaren ilk 15 cm'lik mesafe içerisinde meydana gelir. Bu yüzden boru ile toprak teması mükemmel olmalıdır.

Elliott H. Spilker 1998'de toprak kaynaklı ısı pompalarında kullanılan dolgu malzemelerinin toprak ısı değiştiricisine alan etkileri üzerine bir çalışma yapmıştır (Spilker 1998) (Çizelge 2.5). Bu çerçevede toprak dolgu malzemesinin ve sondaj çapının, toprak ısı direnci, dolayısıyla döşenecek boru boyuna etkisini incelemiştir. Deneyler her biri 76.2 m toprak altına gömülmüş ¾ inç SDR11 polietilen borulardan oluşan 4 adet U-tüp şeklinde sondajdan oluşmuştur. Deneyin yapıldığı yerin doğal toprak özelliği ise hafif ve koyu gri kilden oluşmuştur ve borularda 1893 L/s debi su dolaştırılmıştır. Isı girdisi ise 4,5 kW olarak belirlenmiştir.

Çizelge 2.5. Dolgu malzemelerinin toprak ısı değiştiricisine alan etkileri

<i>Dolgu Malzemesi</i>	<i>Sondaj apı (cm)</i>	<i>Döşenecek Boru Uzunluğu (m)</i>
Standart bentonit	16.51	88.39
İyi kum	16.51	59.44
Isıl iyileştirilmiş bentonit	12.07	65.53
Standart bentoit	12.07	81.38

Deney sonuçları sondaj çapı, dolgu malzemesi, borunun materyali ve doğal toprak materyalinin dikey ısı değiştirici boyuna etkisinin varlığını göstermiştir. Dięer bir sonuç ise, eęer doğal toprak dolgusu ısıl olarak iyi değilse; geniş yapılan sondajlar (içine ısıl olarak iyi dolgu malzemesi doldurulacağı için) daha dūřuk boru boyu sonucu vermişlerdir.

Toprak ısı değiştiricilerinde kullanılan boru malzemesinin tipide önemli bir faktördür. Bu seçim, uygun çap ve çeper kalınlığının yanı sıra, uygun bir malzeme seçimini de içerir (Çizelge 2.6). Bu amaç doğrultusunda ısı geçişi ve ekonomiklik temel kriterdir.

Çizelge 2.6. Boru malzemelerinin özellikleri

<i>Boru Malzemesi</i>	<i>Nominal Çap(inç)</i>	<i>Dış Çap (inç)</i>	<i>İç Çap (inç)</i>	<i>Boru ısı iletkenliği (W/Mc) k</i>	<i>Boru Direnci (W/Mc) k</i>
SDR-11		Do	Dı	(W/Mc) k	(W/Mc) k
SDR-11	¾'	1.50	0.860	0.391	0.0815
SDR-11	1'	1.315	1.007	0.391	0.0815
SDR-11	1 ¼'	1.660	1.358	0.391	0.0815
SDR-11	1 ½'	1.900	1.554	0.391	0.0815
SDR-11	2'	2.375	1.943	0.391	0.0815
SCH-40	¾'	1.050	0.824	0.391	0.0983
SCH-40	1'	1.315	1.049	0.391	0.0919
SCH-40	1 ¼'	1.660	1.380	0.391	0.0752
SCH-40	1 ½'	1.900	1.610	0.391	0.0676
SCH-40	2'	2.375	2.067	0.391	0.0567
SDR-17	1 ½'	1.900	1.676	0.0216	0.0925
SDR-17	2'	2.375	2.095	0.0216	0.0925
SDR-13.5	1'	1.125	0.957	0.0216	0.01156
SDR-13.5	1 ¼'	1.375	1.171	0.0216	0.01156
SDR-13.5	1 ½'	1.625	1.385	0.0216	0.01156

Çelik ve bakır kullanılmakla birlikte; çoğunlukla PVC, polibütlen 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).

Boru parçalarını birleştirmek için kabul edilen tek yöntem ısıl fizyondur. Toprak ısı değiştiricisinin mekanik olarak birleştirilmesi, asla kabul edilen bir uygulama değildir. Bu tür bağlantılar, sızmalar nedeniyle çevrimde arızalara yol açar (Hepbaşlı,1999).

Toprak ısı değiştiricilerinde, ısının topraktan ısı pompasına veya ısı pompasından toprağa taşınması bir akışkan ile olur. Su, termodinamik ve ekonomik açıdan uygun bir akışkandır. Ancak donma sıcaklığını 0 °C olması birçok uygulamada probleme yol açar. Özellikle toprak sıcaklığının düşük olduğu yerlerde, donma problemine karşı donma sıcaklıklarını daha düşük olan salamuralar tercih edilir.

Toprak sıcaklığının 4.5 °C'den -1.1 °C'ye düşmesi, yaklaşık olarak kapasite ve verimde % 10'luk kayba yol açar. -1.1 °C' de donan topraktaki nemden çekilen gizli ısı kuzey iklimlerde işletilen sistemlerde iyi performans vererek, sistemin kapasitesini artmasına önemli ölçüde etkiler (Hepbaşlı, 1999).

0,9-1,2 m derinlikler, güneşin donan toprağı yaz süresince eritmesini sağlar. Ton kapasite başına yeterli uzunluk bu sorunları üstesinden gelir.

Genel olarak ısı değiştirgeçlerinde kullanılan sıvı seçiminde aşağıdaki özellikler göz önüne alınır.

- Fiyat
- Termodinamiksel özellikler
- Zehirlilik
- Paslandırma etkisi
- Donma noktası
- Buharlaşma basıncı
- Tutuşma özelliği

Bunların yanı sıra önemli bazı termodinamiksel özelliklere de sahip olması gerekir.

- Viskozite
- Isıl kapasitesi
- Isıl iletkenlik

Termodinamiksel özelliklerden; viskozite, ısı kapasitesi ve ısı iletkenlik akışkanın karakteristiğini belirler. Sürkilasyon pompasının gücünü azaltmak için viskozitenin düşük olması gerekir.

Salamuranın donma sıcaklık düzeyi, özgül ağırlığı ile doğrudan doğruya ilişkisi olduğundan donma düzeyinin saptanması için salamuranın özgül ağırlığını ölçmek yeterlidir (Aral. 1977).

Donma ihtimalinin söz konusu olduğu durumlarda ise kullanılan başlıca akışkanlar aşağıda belirtilmekte ve bu akışkanlara ait fiziksel özellikler Tablo 1.7’de verilmektedir.

- Etilen glikol
- Propilen glikol
- Kalsiyum klorid

Çizelge 2.7. Donma ihtimalinin söz konusu olduğu durumlarda kullanılan akışkanlara ait fiziksel özellikler

<i>Özellik</i>	<i>Etilen Glikol</i>	<i>Propilen Glikol</i>
Moleküler Ağırlık	62.07	76.1
Özgül Ağırlık (20 °C)	111.3	1036
Kaynama Noktası		
101.3 kPa	198	187
6.67 kPa	123	116
1.13 kPa	69	85
Buhar Basıncı	6.7	9.3
Donma Noktası	9.1	-7.6
Vizkozite (mPa.s)		
0 °C	57.4	243
20 °C	20.9	60.5
40 °C	9.5	18
Özgül Isı (20 °C) (kJ/kg)	2.347	2.481
Buharlaşma Isısı (101.3 kPa)	846	688
Yanma Isısı (20 °C)	19246	23969

Isı pompaları Termodinamik çevrimlerine göre:

1. Termoelektrik ısı pompaları,
2. Absorpsiyonlu ısı pompaları,
3. Buhar sıkıştırımlı ısı pompaları olarak da sınıflandırılabilir.

Genellikle “Buhar Sıkıştırımlı Çevrimli” ve “ Absorpsiyonlu” ısı pompası çeşitleri kullanılmaktadır.

Buhar sıkıştırımlı ısı pompaları, temel olarak 4 ana elemandan oluşurlar. Bunlar; kompresör, kondenser (yoğuşturucu), evaporatör (buharlaştırıcı) ve genişleme vanasıdır.

1. Kompresörler, Kompresörün sistemdeki görevi evaporatördeki ısı ile yüklü soğutucu akışkanı buradan uzaklaştırmak ve böylece arkadan gelen ısı yüklenmemiş akışkana yer temin ederek akışın sürekliliğini sağlamak ve ayrıca buhar halindeki akışkanın basıncını kondensördeki yoğuşma sıcaklığının karşıtı olan seviyeye çıkarmaktadır.

İdeal bir kompresörde şu genel ve kontrol karakteristikleri aranır:

- a. Sürekli bir kapasite kontrolü ve geniş bir yük değişimi
- b. İlk kalkışta dönme momentinin mümkün olduğu kadar az olması
- c. Verimlerin kısmi yüklerde de düşmemesi
- d. Değişik çalışma şartlarında emniyet ve güvenilirliği muhafaza etmesi
- e. Titreşim ve gürültü seviyelerinin kısmi ve tam yüklerde ve değişik şartlarda belirli seviyenin üstüne çıkmaması
- f. Ömrünün uzun olması ve arızasız çalışması
- g. Daha az bir güç harcayarak birim soğutma değerini sağlayabilmesi
- h. Maliyetin mümkün olduğunca düşük olması

Fakat bu karakteristiklerin tümüne birden sahip kompresör yoktur. Uygulamadaki şartlara göre yukarıdaki karakteristiklerin en fazlasını sağlayabilen kompresör, seçimde tercih edilecektir. Isı pompası tesisin büyüklüğüne göre muhtelif kompresörler kullanılır. Bu kompresörleri başlıca dört ana grupta toplama mümkündür.

i. Pistonlu Kompresörler: Soğutma ve ısı pompası uygulamalarında en yaygın ve en geniş kullanımı olanlardır. Yaklaşık 700000 Kcal/h kapasiteye kadar imal edilmektedir. Pistonlu kompresörlerin çeşitli avantaj ve dezavantajları şöyle sıralanabilir.

Avantajları:

- Pistonlu kompresörler her çeşit motorla tahrik olabilirler
- Devir sayısı kayış - kasnak ve benzeri sistemlerle değiştirilebilir
- Motor üzerinden kısa devre olarak devrede kilitleme olmaz
- Tahrik motoru arıza yapınca hemen değiştirilerek çalışma aksatılmaz

- İmalat kaliteleri çok iyidir

Dezavantajları:

- Hermetik kompresörlere göre daha pahalıdır.
- Soğutma devresinde, motorun ısı kayıpları geri pompaları için önemli bir faktördür.
- Sıvı darbelerine karşı diğer kompresörlere göre daha az mukavimdirler.
- Soğutucu akışkan kaçaqları meydana gelir ve bu çok önemli bir mahzurdur.

ii. Rotatif Kompresörler: Pistonlu kompresörlerde olduğu gibi sıkıştırma makineleridir. Fakat gidip gelme hareketi yerine dönen bir pistonu vardır. Sık görülen imalat şekilleri; dönel pistonlu, wurm pistonlu ve revolving pistonlu kompresörlerdir. Sessiz çalışmalarına ve az yer işgal etmelerine rağmen, imalattaki hassas işçilik ve yağlama zorluğu ile yüksek basınçlardaki kaçaqlar dezavantajlardır.

iii. Turbo kompresörler: Çalışma prensibi yüksek basınçlı radyal fanların aynısıdır. Pistonlu ve rotatif kompresörlerden farkı, pozitif sıkıştırma yerine santrifüj kuvvetlerden yararlanarak sıkıştırma yapmasıdır.

Avantajları:

- Titreşim yoktur.
- Gaz akışı sürekli.
- Devreye yağ kaçağı olmaz.
- % 20 ile % 100 arasında güç ayarı yapılabilir.
- İmalat kaliteleri iyidir.
- Komplike değildir.

Dezavantajları:

- Sıkıştırma oranı düşüktür.
- Çok yüksek güçler için uygun değildir.

- Motor tarafından açığa çıkarılan ısının geri kazanılması mümkün değildir.

iv. *Hermetik Kompresörler:* Küçük soğutma tesisleri, klima tesisleri ile soğutma vagon ve kasalarında tercih edilir ve soğutucu akışkan olarak Freon serisi soğutucu akışkanlar kullanılır

Hermetik kompresörleri

- Tam hermetik kompresörler
- Yarı hermetik kompresörler olmak üzere iki guruba ayırabiliriz.

2. Kondenserler, Kompresör tarafından sıkıştırılarak basınç ve sıcaklığı yükseltilmiş olan soğutucu akışkandan bu basınç ve sıcaklıkta ısı alarak, yoğunlaşmasını sağlayan cihaza kondensör denir.

Uygulamada üç tip mevcuttur:

- Hava soğutmalı
- Su soğutmalı
- Karma

Hava soğutmalı kondensörler ya zorlanmış ya da doğal dolaşımli olarak ikiye ayrılırlar. Zorlanmış dolaşımlarda aspiratör veya vantilatörlerden yararlanılır. Doğal dolaşımlılarda ise kondensör yüzeyi geniş tutulur. Ayrıca her iki durumda geçiş yüzeyini arttırmak için borular üzerine çeşitli formlarda kanatlar geçirilir.

Su soğutmalı Kondensörler de dört değişik tipte imal edilirler;

- İçten su akımlı kondensörler
- Dıştan su akımlı kondensörler
- Gövde tipi kondensörler
- Karma kondensörler

Genleşme Valfi Buhar sıkıştırırmalı ısı pompası çevrimi, yüksek basınç ve alçak basınç olmak üzere iki kısma ayrılabilir. Alçak basınçtan yüksek basınca geçmek kompresörde, yüksek basınçtan alçak basınca düşmek ise genleşme elemanında gerçekleşir. Genleşme elemanı basıncı düşürmenin yanında, evaporatöre verilmesi gereken soğutucu miktarının ayarlanmasından da sorumlu olduğundan, dozlama ünitesi olarak ta bilinir. En çok bilinen genişleme valf tipleri şunlardır:

- El ile çalışan genleşme valfi
- Alçak basınçlı şamandıralı valf
- Yüksek basınçlı şamandıralı valf
- Otomatik genleşme valfi
- Termostatik genleşme valfi
- Kılcal boru tipi genleşme valfi

El İle Çalışan Genleşme Valfi: Pratik olarak sabit yüklü büyük sistemlerde tercihen kullanılırlar. Ancak yük değişimleri halinde valfin pozisyonunu düzenleyecek bir operatör gereklidir.

Alçak Basınçlı Şamandıralı Valf: Valfin alçak basınç tarafına bir şamandıra monte edilmiştir ve evaporatörde soğutkan seviyesini ayarlamak için kullanılır. Çok iyi kontrol sağlar ve basitliği sebebi ile pratik olarak hata yapmaz. Ek olarak ta her türlü soğutkan için kullanılırlar.

Yüksek Basınçlı Şamandıralı Valf: Bu valfte şamandıra sistemin yüksek basınç tarafına monte edilmiştir ve yüksek basınçlı sıvı ile ayarlanır. Bu valfler soğutkan miktarının önemli rol oynadığı sistemlerde kullanılır ve evaporatöre, ancak aynı sırada kondensörde sıvılaştıran soğutkan kadar soğutkana yol verir.

Otomatik Genleşme Valfi: Görevi evaporatör içindeki basıncı kullanarak evaporatör içinde sabit basınç sağlamaktır. Evaporatör içindeki basınç yükselir ise valf kapanır, azalır ise açılır. Bu valfler ani yük değişimi olan sistemler için uygundur.

Termostatik Genleşme Valfi: En çok kullanılan genişleme elemanlarıdır. Buharlaşma işleminin başlangıcı ve bitişi arasında ayarlanabilen bir sıcaklık farkını kontrol eder. Bu kontrol ünitesinin hissedicisi evaporatör çıkışına monte edilmiştir. Esas olarak kontrol ünitesinin görevi evaporatöre ancak buharlaştırabileceği kadar soğutkan göndermektir.

Kılcal Boru: En basit ve en arıza yapan genişleme ünitesidir. Bununla beraber uygulama alanı sınırlıdır. Önceden belirlenmiş, net soğutkan miktarları için imal edilirler ve belirli basınç düşümü sağlarlar. Genellikle 0.4-2mm iç çapında ve 2m ye yakın uzunlukta spiral olarak denetlenmiş bir bakır borudan ibarettir.

Evaporatörler, Genişleme valfinde basıncı düşürülmüş olan soğutucu akışkanın buharlaşarak soğutmanın elde edildiği kısımdır. Soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak muhtelif malzemelerden yapılırlar. Genellikle bakır veya çelik boru kullanılır. Korozyona karşı mukavemeti arttırmak için dış yüzeyler bakır boru durumunda kalaylanır, çelik boru durumunda ise galvanize edilir. Hava soğutmalısında kullanılan borularda temas yüzeyini arttırmak için boruların etrafına kanatçıklar ilave edilir. Kanatlı borular el ile sarılmış, lamelli ve aynı malzemeden haddelenmiş olmak üzere üç gruba ılır.

Sıvıların soğutulmasında kullanılan evaporatörleri ise

- Borulu evaporatörler
 - Boru demetli evaporatörler
 - Levhalı evaporatörler
 - İç içe borulu evaporatörler
- olmak üzere 4 kısımda toplayabiliriz.

Bu amacı gerçekleştirmek için geliştirilen sistem, bir yerin çevre sıcaklığı altında tutulması için kullanılıyorsa soğutma makinesi adını alır. Bu sırada çevreden iş verildiği için çevrimin yönü ters yöndedir.

İş Yapan Akışkanlar (soğutkanlar), ısı pompalarında kullanılan iş yapan akışkanlar için "soğutkan" ya da "soğutucu" terimleri de kullanılır.

Saf soğutkanlar, düşük sıcaklıktaki uygulamalarda kullanılan akışkanlar olarak göz önünde bulundurulurlar. Fakat bazen yüksek sıcaklıklarla ilgili tesislerde de kullanılabilirler.

Bugün kullanılmakta olan ısı pompası ya da soğutma makinelerinin birçoğu, bir sıvının buharlaşması esnasında çevresinden aldığı gizli ısıdan yararlanmaktadır. Yeterli derecede düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen bir sıvı, soğutma maksadıyla kullanılabilir.

En çok kullanılan soğutkan grupları şunlardır: inorganik bileşikler, hidrokarbonlar, halojenli hidrokarbonlar, bunların yanı sıra alkoller, esterler ve az önemli olan başka akışkanlar da vardır. Ancak florlu- karbonlu soğutkanların ozon tabakasına zarar vermeleri ve sera etkisi yapmalarından dolayı uluslararası kuruluşlarca (Türkiye' de vermeleri ve sera etkisi yapmalarından dolayı uluslararası kuruluşlarca (Türkiye' de dahil) bu soğutkanlar yasaklanmıştır. Bu soğutkanların yerine çevre dostu da denen alternatif soğutkanlar üretilmiştir.

Çizelge 2.8. Bazı Soğutucu akışkanlar ve karakteristik özellikleri

Soğutkan Numarası	Kimyasal Formülü	Donma Noktası	Kaynama Noktası	Kritik Sıcaklık	Kritik Basınç
R 12	CF ₂ Cl ₂	-157.78	- 29.78	112.0	41.17
R 22	CHF ₂ Cl	-160.00	- 40.80	96.0	49.70
R 114	C ₂ F ₄ Cl ₂	- 93.80	3.80	145.7	32.60
R-134a	C ₂ F ₃ CH ₂ F	-96.60	-26.16	101.1	40.67
R-152a	C ₂ H ₃ CHF	-117.00	-25.00	113.5	44.92
R 717	NH ₃	- 77.80	-33.30	133.0	114.30
R 718	H ₂ O	0.00	100.00	374.2	221.10

R-134a gazı, halokarbon grubunda bulunan çevreye zararı düşük yanıcı ve toksit olmayan, renksiz hafif etere benzer kokusu olan bir soğutucu gaz olup, kimyasal formülü C₂F₃CH₂ (tetrafloraetan) dir (www.bos.com.tr) (Birleşik Oksijen Sanayi A.Ş.).

Çizelge 2.9. R-134a gazının fiziksel özellikleri

Moleküler Ağırlık	102
Erime noktası	101 °C
Buhar basıncı (25 °C)	6,65 bar
Kaynama Noktası (1 atm)	-26,5 0C
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

Yukarıda temel görevleri izah edilen buhar sıkıştırımlı ısı pompası sisteminin ana elemanlarına ait termodinamik süreçler özetle şu şekilde gerçekleşmektedir:

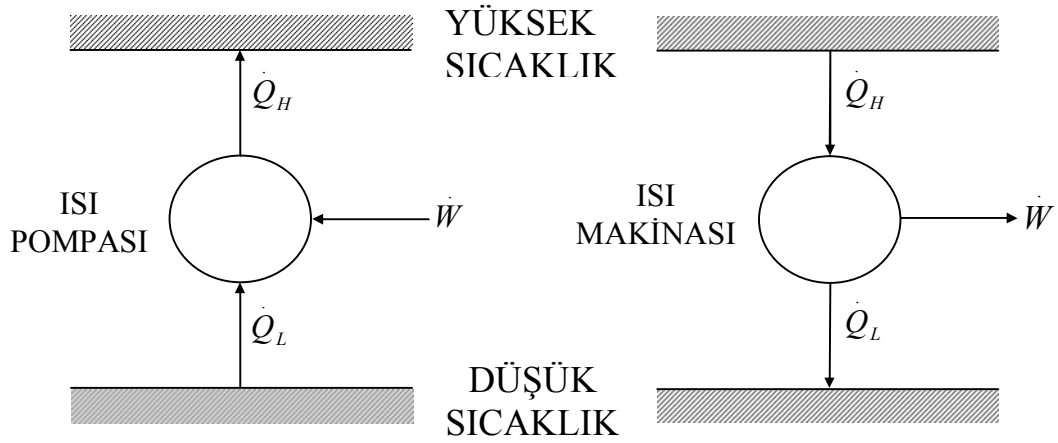
Kompresörde, kompresörü tahrik eden motorun enerjisi sıkıştırma işi olarak soğutkana geçer ve basıncını artırır. Soğutkan, kompresör girişinde ya doymuş buhar ya da kızgın buhar halindedir.

Kondenserde, kompresör çıkışında çevreden daha sıcak olan soğutkan önce ısını ortama atıp doymuş kuru buhar haline gelir. Daha sonra kondenserde sabit yoğuşma 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 ani olarak düşer. Soğutkanın bir kısmı buharlaşır. Kısa zamanda çevre ile hiçbir enerji alışverişi olmadığından buharlaşan kısım enerjisini bünyeden çeker, sıcaklık da ani olarak düşer. Soğutkan ise genleşme vanası sürecinde sıvı- buhar karışımı durumlarındadır.

Evaporatörde, iş yapan akışkan düşük basınç ve sıcaklık şartlarında ısı kaynağından ısı çekerek sabit sıcaklıkta önce buharlaşır. Buhar halindeki soğutkan buradaki dış sıcaklık civarına kadar bir miktarda 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.



Şekil 2.4 Isı pompası ve ısı makinasının termodinamik modeli

Şekil 2.4.'de de görüldüğü gibi ısı pompasının, 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.

Eğer her iki makine de tersinir ise (ısı ve iş kaybının söz konusu olmadığı termodinamik işlemler) \dot{Q}_H/\dot{W} oranının her iki halde de aynı olacağı kolaylıkla görülebilir. Bu sistemlerde bu oran çok önemlidir. Isı makineleri için, \dot{W}/\dot{Q}_L olarak yazılır ve ısıl verim olarak adlandırılır. Isı pompası durumunda ise \dot{Q}_L/\dot{W} yazılır ve performans katsayısı veya ısıtma tesir katsayısı olarak adlandırılır (COP).

Diğer önemli bir husus ise, \dot{Q}_0/\dot{W} oranı, soğutma makinelerinde soğutma tesir katsayısı olarak kullanılmaktadır ve COP_{so} olarak gösterilmektedir. Buna göre bu üç sisteme ait bağıntılar şu şekilde oluşur:

Isı makinasının ısıl verimi;

$$\eta_t = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_L} \quad (1.1)$$

Isı pompasının performans katsayısı;

$$COP_{ip} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}} \quad (1.2)$$

Soğutma cihazının Performans katsayısı;

$$COP_{so} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} \quad (1.3)$$

$\dot{Q}_H = \dot{W} + \dot{Q}_L$ olduğu için Isı pompasının performansı katsayısı şu şekilde düzenlenebilir (Moser ve Schnitzer 1985). [45].

$$COP_{ip} = COP_{so} + 1 \quad (1.4)$$

Aynı veya farklı tasarıma sahip buhar sıkıştırımlı ısı pompaları için karakteristik kriter sayısından bahsederiz. Bunların tümü, atılan faydalı ısı miktarı oranı ve çalışan ısı pompası için tüketilen ısı ya da güç miktarı olarak düzenlenirse, performans katsayısı elde edilir (COP).

Bir başka kriter de Birincil Enerji Oranı (BEO) dır. Çeşitli yakıtları ya da enerji kaynaklarını kullanarak çalışan farklı ısı pompası sistemleri ile ısı eşanjörleri ya da Rankine çevrimleri gibi diğer enerji geri kazanım sistemlerinin karşılaştırılması için BEO kullanılır. BEO, ısı pompasını çalıştıran enerjinin elde edildiği esas yakıtın (örneğin; petrol, gaz ya da kömür) dönüşüm verimi kadar ısı pompası performans katsayısını (COP) da kapsar. BEO, şu şekilde tanımlanır:

$$BEO = \frac{\text{Isı pompasından atılan faydalı ısı}}{\text{Tüketilen birincil enerji}}$$

Çoğu zaman ısı verimi η_t olan bir ısı makinesi, bir ısı pompası kompresörünün çalıştırılması için kullanıldığından BEO için alternatif bir tanımlama yapmak mümkündür. Bu durumda:

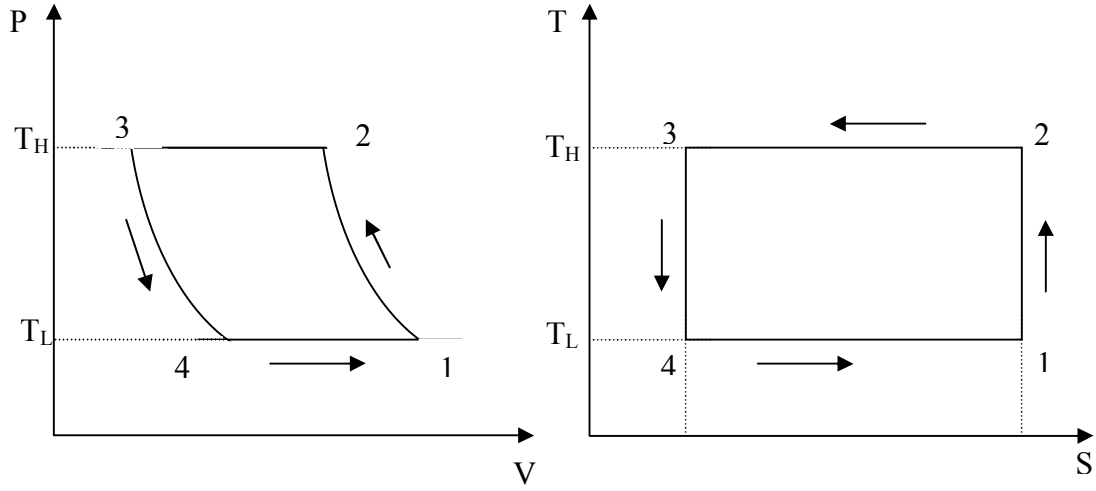
$$BEO = \eta_t COP \quad (2.5)$$

Bunun yanı sıra enerji tasarrufu veya enerji geri kazanımı açısından ısı pompalarının, diğer sistemlere göre avantajını ya da dezavantajını gösterecek karakteristik değerler tanımlamak mümkündür.

Isı pompalarının performans analizi, termodinamik çevrimlerinin iyi bilinmesiyle mümkündür. Bu çevrimler, ideal ısı pompası çevrimi olan ters Carnot çevrimi ve gerçek ısı pompası çevrimleridir.

Şekil 2.5.'de Ters Carnot Çevrimine göre, iki sıcaklık kaynağı arasında çalışan bir ısı pompasının P-v ve T-s diyagramları gösterilmiştir. Bu çevrim, ısı pompası uygulamalarında kullanılır. Isı, T_H sıcaklığında izotermal olarak atılır ve T_L sıcaklığında izotermal olarak çekilir. Genişleme ve sıkıştırma işlemleri izentropik olarak gerçekleşir. Gerekli iş miktarı dışarıdan bir primer motor vasıtasıyla verilir. Entropi tanımı ve termodinamik kanunlar kullanılarak, Carnot performans katsayısı şu şekilde elde edilir:

$$COP_c = \frac{T_L}{T_H - T_L} + 1 = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (1.6)$$

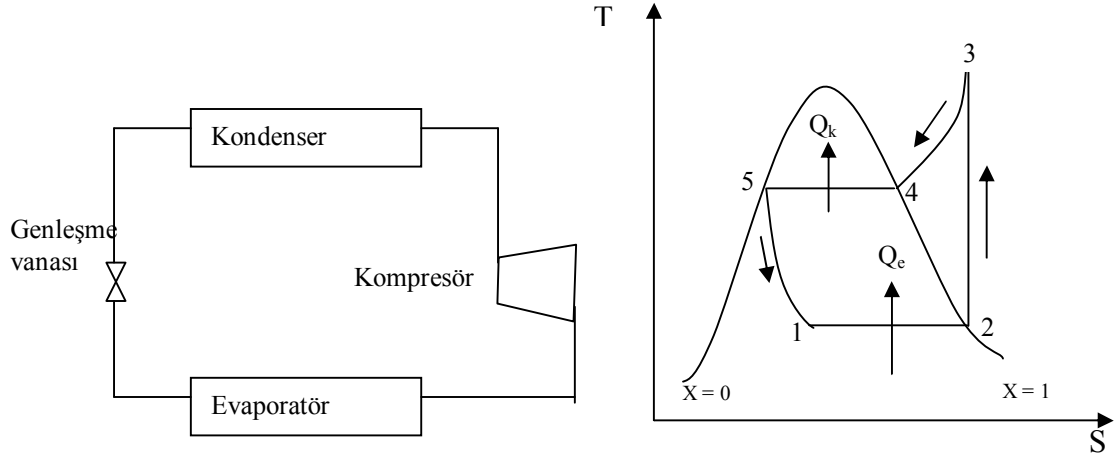


Şekil 2.5. Carnot ısı pompası çevrimi

Verilen sıcaklıklarda gerçekleşen izotermal buharlaşma ve yoğunlaşmalı ısı pompasının performans katsayısı, verilen Carnot çevriminin performans katsayısından daha iyi olamaz.

Carnot çevrimi incelendiği için, hemen hemen izotermal şartlar altında gerçekleşen ısı girişi ve çıkışını sağlamak gerekiyor. Bunu gerçekleştirmek için, seçilmiş olan akışkan istenen sıcaklık ve basınçlarda faz değiştirecektir. Buharlaşırken ısı çekecek ve yoğunlaşırken ısı atacaktır. Bu prosesler, çevrimin izotermal safhasında gerçekleşir. Çoğunlukla kompresör tiplerinin mekaniksel sınırlamalarından dolayı, normalde çevrimin sıkıştırma işlemi kuru buharda gerçekleşir.

Şekil 2.6.'de görüldüğü gibi 1 noktasından 2 noktasına buharlaşma işlemi sabit basınç ve sıcaklıkta olur. Genişleme işlemi, soğutucu akışkanın sıvı ve buhardan oluşan iki faz karışımında meydana gelir. Bu iki işlem düşük basınç ve sıcaklıkta gerçekleşir. Fakat faz oranının belli kısımlarda olması (bu oran bazen %50 olabiliyor) kullanışlı değildir. Çünkü evaporatöre bir kısım buhar girişi istenmeyen bir durumdur.



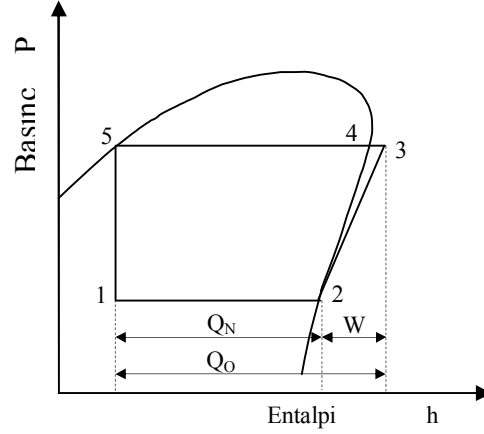
Şekil 2.6. Buhar sıkıştırımlı çevrimin şematik resmi ve sıcaklık entropi diyagramı

- 1.....2 Sabit basınç (izobarik) ve sabit sıcaklıkta (izotermal) ısı çekilişi (buharlaşma işlemi)
- 2.....3 Sabit entropide (izentropik) sıkıştırma
- 3.....4 Sabit basınçta buharın soğuması
- 4.....5 Sabit basınç ve sabit sıcaklıkta yoğuşma
- 5.....1 Sabit entalpide genişleme

$$COP_t = \frac{h_3 - h_5}{h_3 - h_2} \quad (1.7)$$

2 ve 3 noktaları arasında kuru buharın izentropik sıkıştırılması yapılıyor. Gerçekte bu yapılamaz; fakat olaya hala ideal çevrim olarak yaklaşılmaktadır. Tersinmez genişlemeden dolayı Carnot çevrimi verimine ulaşmak mümkün değildir.

Yüksek basınçta soğutkan 3 noktasında kompresörden ayrılır. Yalnızca kuru buharın sıkıştırılması gerektiğinden ve bu izentropik bir hat boyunca gerçekleştiğinden; buhar, kızgın buhar haline gelir. Bu kızgın buharı da 4 noktasında yoğuşmaya başlamadan önce sabit basınçta soğutmak gereklidir. 4 ve 5 noktaları arasında buhar kalmayınca kadar sabit sıcaklıkta yoğuşma sürdürülür. Bu da gösteriyor ki kondenser yüksek sıcaklığın sonunda kızgın buharın belli bir miktarını yoğuşturmak zorundadır.



Şekil 2.7. İdeal buhar sıkıştırımlı çevrimin basınç- entalpi (log p-h) diyagramı

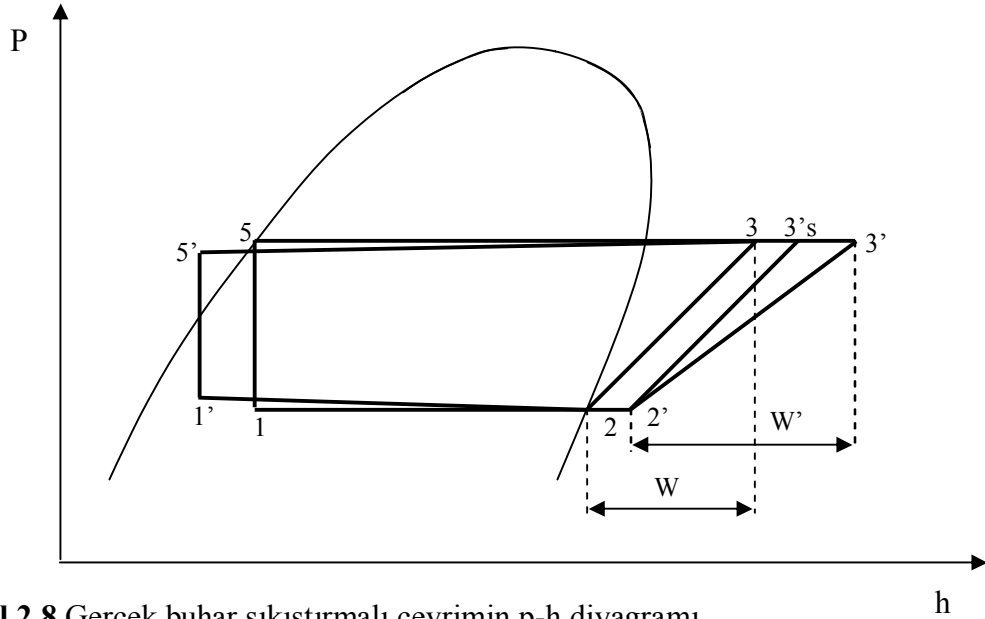
Şekil 2.7'de de görüldüğü gibi 5-1 noktaları arasında adyabatik genişleme meydana geliyor. log p-h diyagramının kullanılışının bir sebebi de daha kullanışlı olmasıdır. Bir çevrimin analizi için, kompresöre giriş ve çıkışta soğutkanın halini bilmek gereklidir. Gerçekte, gerçek ısı pompası proseslerinde Carnot çevriminde gösterilen genişleme makinası ($s = \text{sabit}$)'nın yerine genişleme valfi ($h = \text{sabit}$) kullanılır. Bu vesileyle bir miktar iş kaybı olur. COP'de önemsiz bir azalma olur. Genelde, genişleme türbini vasıtasıyla bu kayıp işi geri kazanma işlemi ekonomik değildir. Bir nozulda oluşan genişleme işlemi tersinmezdir. Genellikle işlem adyabatik olarak kabul edilir. Bunun anlamı, yüksek basınçtan alçak basınç haline geçerken ısı transferi ya da ısı eklenmesinin söz konusu olmaması ve entalpinin sabit olduğudur. p-h diyagramının ikinci büyük avantajı da kolay anlaşılır olmasıdır. Yatay eksen entalpi olduğu için, direkt olarak \dot{Q}_H , \dot{Q}_L ve \dot{W} değerleri ölçülebilir. $\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}$ basit bağıntısı açık bir şekilde görülebilir ve daha önemlisi diyagram, COP değeri için bir fikir verir. Yüksek COP değeri elde edilmesi için, \dot{Q}_H büyük olmalı ve sıkıştırma işi \dot{W} küçük olmalıdır.

Üstte anlatılan çevrim, bütün elemanları %100 verimle çalıştığı kabul edilen ideal bir çevrimdir. Bununla birlikte pratik sınırlamalar (kuru buhar sıkıştırmanın gerekli olduğu ve genişleme makinesinin olmadığı) hesaba katılmalıdır.

Şekil 2.8'da gerçek ısı pompası çevriminin sıcaklık entropi diyagramı görülmektedir. Gerçek ısı pompası çevriminin, teorik buhar sıkıştırmalı çevrimden birçok farkı vardır.

Bunlar:

- Sıkıştırma izentropik değildir; sıkıştırma boyunca entropi artacaktır.
- Yoğuşma ve buharlaşma işlemleri süresince basınç değişimi (farkı) oluşur.
- Genleşme prosesi adyabatik değildir.
- Isı transferi için, eşanjörlerde sıcaklık farkı gereklidir.



Şekil 2.8 Gerçek buhar sıkıştırmalı çevrimin p-h diyagramı

Sıkıştırılmalı ısı pompası çevriminin dizaynı kompresör performansı vasıtasıyla yapılır. Şu ana kadar çevrim, akışkanın kuru buhar halinde sıkıştırılması esas alınarak izah edildi. Bu amaçla kompresöre girmeden önce soğutucu, bir miktar kızgın buhar haline gelinceye kadar kızdırılır. Bu proses, şekil 2.8'de görülmektedir. Burada soğutucu kompresöre 2' noktasında girer, böylece kompresöre sıvı damlalarının giriş riski azaltılır. Buhara sıvı damlalarının karışmamasını temin etmek için en fazla 10 K kadar kızgın buhar sağlanabilir.

İş yapan akışkan ve kompresör arasındaki ısı transferinden ve kompresördeki işlemin tersinmezliğinden dolayı, kompresörde gereğinden fazla entalpi artışı olacaktır. Bu durum, çıkış sıcaklığı artışının bir neticesidir. Şekil 2.8.'de 3' noktasında gösterilmiştir. Bu artış, kompresörün "izentropik verim"i olarak tanımlanır ve:

$$\eta_i = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} \quad (1.8)$$

şeklinde ifade edilir (Moser ve Schnitzer 1985). [45].

İş yapan akışkan evaporatörden ayrılırken kızgın buhar haline getirilmesi gerektiğinden, bu proses en uygun ve en iyi bir şekilde sağlanmalıdır. 5 noktasında aşırı soğutma süresince yoğuşan soğutucudan ayrılan ısı, 2 noktasında aşırı soğutucu ya da soğutucu olarak adlandırılan bir ısı değiştiricisinde birleştirilerek kompresöre giden buharın kızgın buhar haline getirilmesinde kullanılabilir.

Kızgın buhar işleminin bir dezavantajı olarak, aynı kütle miktarında daha az yoğunlukta buhar işlendiği için kompresör boyutları artacaktır. Çok daha önemli bir problem de kompresör çıkış sıcaklığının artmasıdır. Birçok kompresöre ve soğutkana işletme sınırlaması getiren sebeplerden biri de bu çıkış sıcaklığıdır. Yüksek sıcaklıktan dolayı tahliye vanası zarara uğrayabilir ya da yağlama yağı ile soğutkan ayrışımında problemler olabilir. Kızgın buhar işleminin gerekli olmasının yanı sıra, iş çevrimini etkileyen ikinci önemli bir unsur da kompresör verimidir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Deneysel çalışma

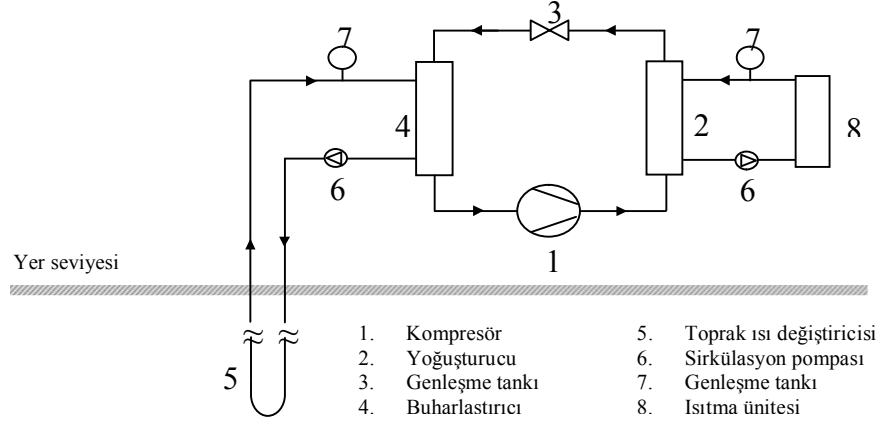
3.1.1. Isı pompası deney düzeneği

Deneysel çalışma, Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünün Enerji Laboratuvarında kurulan deney düzeneğinde yapılmıştır. Deney düzeneği; toprak ısı değiştiricisi ve ısı pompası sistemi ve ısıtıcılar (fan-coil) olmak üzere üç ana bölümden oluşmaktadır. Deney sisteminin şematik resmi Şekil 3. 1’de, Şekil 3. 2’de ise sistemin genel görünüşünü veren resmi görülmektedir. Sistem elemanları ile ilgili bilgiler de Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Deney düzeneği; üç ana kısımdan oluşmaktadır:

3.1.1.1. Gaz devresi: Soğutucu akışkan olarak Freon- 134a (R-134a gazı, halokarbon grubunda bulunan çevreye zararı düşük yanıcı ve toksit olmayan, renksiz hafif etere benzer kokusu olan bir soğutucu gaz olup, kimyasal formülü $C_2F_3CH_2$ (tetrafloraetan) dır. Kullanılan devrede; kompresör, kondenser, sıvı deposu, genişleme vanası, evaporatör ve aşırı kızdırma ısı eşanjörleri, drayer, selenoid valf, filtre, gözetleme camları ve by-pass hattı bulunmaktadır.

3.1.1.2. TID devresi sirkülasyon pompası, kollektörler, U şeklinde dikey tip olarak yerleştirilmiş polietilen 32mm çapında boru kullanılmıştır.



Şekil 3.1 Deney düzeneğini şematik resmi



Şekil 3.2 Deney düzeneğini genel görüntüsünün resmi

Çizelge 3.1 Deney düzeneğinde kullanılan ekipmanların özellikler

ÇEVİRİM	ELEMAN	TEKNİK ÖZELLİKLER
Toprak ısı değiştiricisi çevrimi(su-antifriz)	TİD 50 mderinliğinde tek kuyu toplam 110 m boru Su Antifriz karışımı sirkülasyon pompası	POLİ ETİLEN 32mm ÇAPINDA Üç hız kademeli, Wilo marka
Soğutucu akışkan çevrimi (R134a)	Isıtma hattından gelen su ile soğutulan kondenser Su-antifriz karışımının topraktan getirdiği ısıgeçişini sağlayan evaporatör Genleşme vanası Kompresör	Plakalı ısı değiştirgeci Plakalı ısı değiştirgeci Termostatik tip Scroll tip
Isıtılan mahal tarafı	Sirkülasyon pompası Hava apareyleri	Üç hız kademeli, Wilo marka

Deney düzeneğindeki elemanlar aşağıda kısaca açıklanmıştır:

3.1.1.3 Kompresör

Deney düzeneğinde kullanılan kompresör, Scroll tip kompresördür. Scroll kompresörler çalışma prensibi, geleneksel pistonlu ve alternatif kompresörlerin çalışma prensiplerinden çok farklıdır. Arşimed spirali denilen, iki spiralden oluşmaktadır. Bu iki spiral iç içe biri diğerinin içinde olarak pozisyonlaşmıştır ve bu şekilde orak şeklinde bir takım cepler oluştururlar. Sıkıştırma esnasında, spirallerden biri (üstteki) sabit kalır; alttaki spiral ise rotor üzerindeki eksantrik kısma monte edildiğinden, rotatif değil, yörüngesel olarak hareket ederler.

Bu tip kompresörlerin bulunduğu devrelerde mutlaka; faz koruma rölesi, termik koruma ve uygun akım kontrollü sigorta kullanılması şarttır. Yanlış çapta bakır boru hattı veya kanal dizaynlarında aşırı yük nedeniyle kompresör hasar görebilir. Bu tip kompresörlerin tamir ve onarımları mümkün değildir. Pahalı olmalarına rağmen düşük güçlerle yüksek verim elde etme kabiliyetleri mevcuttur. Sessiz çalışırlar ve az yer kaplarlar.

Kompresörün çevrimdeki görevi, soğutkanın basınç ve sıcaklığını yükseltmek ve aynı zamanda sirkülasyonunu sağlamaktır. Ayrıca kompresör, ıslak tipte bir kompresördür.

Islak kompresörde sıkıştırılan buharın içinde 15 ppm yağ vardır. Bazı durumlarda buhar fazındaki soğutkan hacminin %20'si yağdır. Kompresör tahrikinde 10 HP gücünde ve 2880 d/dk hıza sahip bir elektrik motoru kullanılmıştır. Kompresörün deplasman hacmi (1 d/dk için) 0.008 m³/h'tir.

3.1.1.4. Kondenser

Su soğutmalı, yatık tertipli boru/dış zarf tipi kondenser kullanılmıştır. Kompresörde sıcaklığı ve basıncı yükselttilerek kızgın buhar durumuna getirilen akışkan, kondenserde yoğunlaştırılır. Yoğuşma esnasında soğutucu gaz, evaporatör ve kompresörden aldığı ısını ısıtma hattında dolaştırılan su ya verir. Kondenserin kapasitesi 4310 kcal/h (5 kW) dir. Kondenser, gaz devresi tamamen kapalıdır. Dış yüzeyi ise klimaflex ile izole edilmiştir.

3.1.1.5. Genleşme vanası

Kondenserden ayrılan yüksek basınç ve sıcaklıktaki aşırı soğutulmuş sıvı soğutkan akışkan, genleşme vanası yardımıyla düşük basınç ve sıcaklığa genişletilir. Genleşme vanası, aynı zamanda evaporatöre verilmesi gereken soğutkan miktarının ayarlanmasını da sağlamaktadır. Düzenekte kullanılan genleşme vanası, dıştan ayarlamalı ve termostatik tipi genleşme vanasıdır.

3.1.1.6. Evaporatör

Gazın, kuyu tarafında dolaştırılan sudan ısı alarak buharlaştığı, yatık tertipli boru/dış zarf tipi evaporatör kullanılmıştır. Boruların içerisinden R-134-a akışkanı, dış yüzeyinden kuyu tarafından gelen su akmaktadır. Görevi, soğutkanın sudan ısı alarak buharlaşmasını sağlamaktır. Evaporatörün kapasitesi 2700 kcal/h (3 kW) dir.



ŞEKİL 3.3 Deney düzeneğinde evaporatör tarafını gösteren resim

3.1.1.7. Yardımcı elemanlar

Sistemde kondenserden sonra sisteme uygun yatık silindirik tipli bir sıvı tankı bulunmaktadır. Sıvı tankında yüksek basınç altında ve çevre sıcaklığına yakın bir sıcaklıkta bulunan sıvı haldeki soğutkan, sıvı borusu üzerinden genleşme vanasına gelmektedir. Sabit basıncıdaki sıvı soğutkan, çevreden daha sıcak olan sıvı tankı içinde beklerken çevreye ısı verir ve bir miktar soğur. Sıvı tankının dışında soğutkanı izlemek için bir de gözetleme camı bulunmaktadır.

Kompresör ıslak tip olduğu için gaz devresine bir yağ ayırıcı konulmuştur. Yağ ayırıcı içerisinde R-134a soğutkanından ayrılan sıcak yağ, tekrar kompresörde kullanılmak üzere (1) nolu ısı eşanjöründe evaporatörden gelen düşük sıcaklıktaki R-134a gazı ile başlangıç şartlarına kadar soğutulur. Yağın sirkülasyonu kompresör tarafından yapıldığı için ayrıca bir yağ pompasına ihtiyaç duyulmamıştır. Ayrıca yağın kompresöre dönüş hattında, yağdaki pisliklerin tutulduğu bir filtre ve gözetleme camı bulunmaktadır. Yağ filtresinden süzölen yağ kompresöre girip soğutma ve yağlama işlemini gerçekleştirir.

Sistemde, aşırı kızdırma eşanjöründe kullanılmaktadır, Kompresörde kızan yağ bu eşanjöre gelerek, evaporatörden gelen düşük sıcaklıktaki R-134a ya ısını verip bir miktar kızgın hale getirir.

Sıvı deposundan sonra genişleme vanasına gelmeden önce sistemde selenoid valf ve drayer (kurutucu filtre) bulunmaktadır. Selenoid valfi, kompresör üzerindeki kapasite kontrol mekanizmalarının çalışmasını temin eder. Kurutucu filtre (drayer) ise devredeki nemi absorbe eder. Buharlaşma sıcaklığı 0°C altına düştüğünde devredeki rutubetin donarak tıkanıklığa yol açmasını engeller. Bunun yanı sıra filtraj vazifesi de görür.

Isı pompası sistemi tam kapasite ve düşük kapasite olmak üzere iki rejimde çalışabilmektedir. Bu amaçla gaz devresinde bir by-pass hattı mevcuttur. Kapasite kontrol sistemi, kondenser basıncının 13,5 kg/cm² değerine ulaşması ile çalışır. Şöyle ki, bu basınçta küçük selenoid valf açılarak, sıcak gazı by-pass eder ve soğutma kapasitesini düşürmüş olur. Bu sistemin konulmasındaki amaç, herhangi bir nedenle yüksek basıncın artması halinde cihazın yüksek basınç emniyet presostatı ile durdurularak, "Yüksek Basınç Arıza" konumuna geçmesini bir parça geciktirmektir. Zira soğutma kapasitesinin azaltılmasıyla birlikte (aynı akış rejiminde), kondenser basıncı da düşmektedir.



ŞEKİL 3.4. Isı değiştiricilerinin kollektör üzerindeki dizilişini gösteren resim

3.1.1.8. Elektronik donanımlar, ölüm ve kontrol elemanları

Elektronik donanımların yer aldığı "kontrol paneli" ya da bir başka deyişle "kontrol sistemi", ısı pompası sisteminin tamamen otomatik ve emniyetle çalışmasını sağlar. Bünyesinde genel olarak şalter, sigorta, sinyal lambaları, kontaktör, termik röle v.s. gibi elemanları bir arada bulundurur. Sistemdeki kontrol düzeninin ana gayesi, kompresörün hasar görmeden çalışmasını sağlamaktır. İstenmeyen alt basınç altında ve st basınç üstündeki değerler arasında yapılacak proses işlemi kompresör aksamalarını tahrip edecek, ömrünü azaltacak, performansını düşürecektir. Arzu edilmeyen bu sınırlara ulaşıldığında sistemin kendini otomatik olarak kontrol etmesi ve devre dışı bırakması gerekir. Sistemde bulunan süt pompasının elektrik motoru, dahili tip termik röle sistemi ile korunmuştur.

Kompresör elektrik motorlu ise, harici tip termik röle (ayar değeri: 15,6 A) ile korunmuştur. Gaz devresindeki alçak-yüksek basınç otomatığı (presostat); gaz kaçağı varsa (emiş basıncı aşırı vakuma düşerse) veya herhangi bir nedenle kondenser basıncı 15 kg/cm^2 değerini geçerse, kompresörü durdurur.

Ölçüm elemanları olarak direkt okumalı ve özel taksimatlı alçak ve yüksek basınç manometreleri, ısılıçiftleri, data okuma kartı, portatif ampermetre, elektronik bir kronometre kullanılmıştır. Sistemde manometreler, elektronik pano üzerine monte edilmiştir.

Deney düzeneğindeki gaz devresinde 6 yerde, ısıtma hattının gidiş ve geliş olmak üzere 2 yerde, kuyu hattının gidiş ve dönüşüne ve 53 m derinlikteki kuyunun içine olmak üzere 3 yerde sıcaklık ölçümü için; 0,5 mm çapındaki bakır-konstant (T tipi) termoeleman çiftleri kullanılmıştır. Termoeleman çiftlerinin uçları, nokta kaynağı ile birleştirilmiştir. Termoeleman çiftleri vasıtasıyla sıcaklık ölçümü için data okuma kartı kullanılmıştır. data okuma kartı'nın tüm kanalları, "Poly Science Digital Temperature Controller" isimli su banyosu kullanılarak kalibre edilmiştir.

Deney sırasında kompresör motorunun ve sirkülasyon pompalarının çektiği akımları ölçmek için portatif pens ampermetre kullanılmıştır.

3.1.2. Kapalı devre ısı değıştiricisinin tasarımı

Kapalı devre ısı değıştiricilerinin uygun tasarımı, ancak performans iş maliyet arasındaki ilişkinin iyi kurulması sonucu sağlanabilir.

Toprak kaynaklı ısı pompalarının etkin çalışmalarını, yani ısı geçişinin yüksek olmasını sağlayan birçok faktör vardır. Çevrim akışkanının bölgesel toprak sıcaklığına yaklaşması ısı geçişinin artırılmasıyla sağlanabilir. N tahmini kolaylaştırmak için bu ısı geçişi, borudaki çevrim akışkanı ve sıcaklığına eşit olan ortam arasındaki ısı direnç vasıtasıyla tanımlanır.

Bu ısı direnç kavramı bir basitleştirme ve tüm toprak altı sisteminin davranışını tanımlar. Bu toprak direncini, aynı zamanda boru sistemi de etkilediğinden sadece toprak özelliği değildir. Boru direncinin de eklenmesi ile ortam direnci adını alan bu direnç; tüm toprak özellikleri sabit kalsa dahi zamanla değişmektedir.

Ingersoll ve Plass toprak altına, ısı çekmek veya atmak üzere yerleştirilmiş borularda sıcaklık değişimini incelemek için Kelvin Çizgisel Kaynak Teorisinin kullanılabileceğinin göstermiştir (Ingersoll and Plass, 1948).

Çizgisel kaynak metodu ile bir kaynaktan çekilen veya atılan ısı neticesinde sıcaklık değişimi olan noktaya, yine bir başka kaynağının etkisi göz önüne alınıp süperpoze edilebilir. Böylece bu yöntem serbest yüzeyin yakın döşenmiş boruların birbirlerine etkisini hesaba katan Ayna Görüntüsü Metodu'nda kullanılabilir.

Gerçekte Kelvin Çizgisel Kaynak Metodu ısı kaynağının sonsuz bir ortamda olduğunu kabul eder. Metot, boru etrafında sıcaklık dağılımının zaman ile ilişkisinin, borunun toprak yüzeyinden veya diğer borulardan yeterince uzak olduğu durumlarda kabul edilebilir bir doğrulukta verilir. Dikey yerleştirilmiş tek ısı değiştirici durumda, metot toprak yüzeyi etkilerinden ötür çok ufak bir değişim gerektirir. Yatay ısı değiştiricilerindeyse toprak yüzeyinin ve diğer boruların yakınlığı nedeniyle metodun geliştirilmesi gereklidir.

Toprak direnci hesabı için akışkan ile toprak arasındaki ısı direnç, tüm toprak altı sistemin ısı direncinin üzerindeki en önemli faktördür. Bu alan direnci veya daha yaygın hali ile toprak direnci, daha önce belirtildiği gibi, sistemin yerleştirilme şekline ve toprak ısı özelliklerine bağlıdır ve zamanla değişir. Toprak direnci kavramı tasarım prosedüründe bir kolaylık sağlar. Toprak direnci hesaplanırken ayna görüntü metodundan yararlanılır. Ancak t_j borulu dikey sistemler için ayna görüntü metodu doğrulanamaz çünkü tek bir ısı değiştiricisi olduğundan, bunu etkileyecek başka bir ısı kaynağı yoktur, hem de ısı değiştiricisi yüzeye dik yerleştirildiğinden yüzey etkisi ihmal edilmektedir.

Dolayısıyla; Tek borulu dikey sistem için toprak direnci bulunurken Kelvin Çizgisel Kaynak Metodu kullanılır.

1- Denklem (1) kullanılarak toprak direnci değeri hesaplanır.

2- Denklemde geçen R_p boru direnci ifadesi tablo 2.2 yardımıyla boru çapına göre belirlenir.

Çeşitli yerleştirme şekillerine göre toprak dirençlerinin hesabı çeşitli kaynaklardan bulunabilir. Bose ve Kavanaugh ise toprak direncinin hesaplanmasında aşağıdaki formülü kullanmışlardır (Bose, 1985 ve Kavanaugh, 1997).

$$R_{gd} = \left[\frac{L_0 \times \left(T_g - \frac{T_{wi} - T_{wo}}{2} \right)}{-3.41W_c} - R_p \right] \times \frac{1}{F_{sc}} \quad (1)$$

Burada;

R_{gd} = Toprağın ısı direnç etkisi (h.ft.F⁰/Btu)

R_p = Döşenen borunun ve dolgu malzemesinin ısı direnci (h.ft.F⁰/Btu)

L_c = Borunun uzunluğu (ft)

T_g = Sabit toprak sıcaklığı (F⁰)

T_{wi} = Değiştiriciden dönen su sıcaklığı (F⁰)

T_{wo} = Değiştiriciye giren su sıcaklığı (F⁰)

W_c = Isı girdisi (W)

F_{sc} = Isı kaybı faktörü şeklindedir.

Çizelge 3.2'de yukarıda belirtilen kabullerin ışığında, borunun özelliğine bağlı olarak boru dirençleri verilmiştir.

Çizelge 3.2. Boru çapına bağlı olarak boru dirençleri

$R_b(yatay) / R_b(dusey)$				
Boru çapı	PE SCH-40	PE SDR-11	PE SDR-17	PE SDR-13.5
3/4"	0.17/0.116	0.144/0.096	0.16/0.11	0.20/0.14
1"	0.159/0.109	0.144/0.096	0.16/0.11	0.20/0.14
1-1/4"	0.130/0.089	0.144/0.096	0.16/0.11	0.20/0.14
1-1/2"	0.117/0.080	0.144/0.096	0.16/0.11	0.20/0.14
2"	0.098/0.068	0.144/0.096	0.16/0.11	0.20/0.14

Isı pompasının performansı, değişik faktörlerden etkilenir. Bu yüzden, seçim; her kurulan sistemin karakteristiklerine göre belirlenmelidir. İmalatçıların verisi, istenilen koşullarda mevcut olmalıdır. Kritik olan koşullar, su giriş sıcaklığı ve mevcut sistemin debisidir (Kavanaugh, 1989).

Uygun bir ısı pompası cihazını seçmek için, yapının ısıtma ve soğutma yük hesabı yapılmalıdır. Sıcak ve nemli iklimlerde, imalatçının önerdiği hava debisindeki soğutma yükünü (duyulur/gizli ısı ihtiyaçlarını karşılamak için önerilen aralıklarda kalınmalıdır) ve su giriş koşullarını sağlayacak bir cihaz seçilmelidir. Su giriş koşulları (sıcaklık ve debi), ilgili yerdeki derinlikteki toprak sıcaklığının bulunmasıyla düşey toprak ısı değiştiricileri için tahmin edilebilir. En kötü durumdaki soğutma yolunda su giriş sıcaklığını (Bu koşulları karşılamak için daha sonra toprak ısı değiştiricisi boyutlandırılmalıdır) bulmak için, bu sıcaklığa 11-14 °C eklenir. Debi, minimum 2.5 gal/dak-ton (2.7 I/dak-kW) olmalıdır. Ama 3.0 gal/dak-ton (3.2 I/dak-kW) olması önerilmektedir. Cihaz, yukarıdaki su sıcaklığı ve debide soğutma yükünü karşılamalıdır. Isı giriş sıcaklığını bulmak için, derinlikteki toprak sıcaklığından 15-20 F⁰ (8-10 °C) çıkarılmasıyla, ısıtma kapasitesi belirlenir. Gerekli su debisi, soğutma modundaki debiye eşit veya biraz az olacaktır. Eğer cihaz ısıtma yükünü karşılamaz ise, ilave ısı verilmelidir veya soğutma/ısıtma yükü kombinasyonuna oldukça yakın başka bir cihaz seçilmelidir. Eğer fazla ısınma kapasitesi varsa, bu ısı, sıcak kullanma suyu ihtiyaçlarını karşılamak için kullanılabilir (Hepbaşlı, 1999).

Yeraltı su kaynaklı cihazlar için, yerel yeraltı suyu sıcaklıkları, tipik jeolojik araştırmalardan bellidir. Reenjeksiyon kuyusu (dönüş suyu) ısı pompası besleme (gidiş) kuyusuna yakın olmadıkça, yeraltı suyu sıcaklıkları, mevsimle önemli ölçüde değişmez. 15 m'lik minimum kırılma açıklığı bu değişimi önleyecektir. O zaman ısı pompası, yerel yeraltı sıcaklıkları kullanılarak, soğutma ve ısıtma yüklerini karşılayacak şekilde boyutlandırılmalıdır. Su debileri, 1.5-3 gal/dak-ton (1.6-3.2 l/dak-kW) aralığında olmalıdır. Tasarım debisi, ısı pompası kapasitesi ile pompa güç ihtiyaçları arasındaki ilişkinin optimize edilmesiyle olabilir.

Isı pompalarının seğilmesinde göz önüne alınması gereken ilave hususlar; su/soğutucu akışkan serpantinın basınç kaybı, verim su/soğutucu akışkan malzemesi ve fiyat, yerleşim gibi tipik düşüncelerdir (Hepbaşlı,1999).

Isı pompası sadece ısıtmaya çalışacaksa seçim, en kritik ısıtma dönemi yani ocak ayı şartlarına göre yapılmalıdır. Örneğin ocak ayı şartlarına göre kapasitenin yarısı seğildiği takdirde, çoğu yıllarda ocak ayı ortalama sıcaklığı, 0⁰C olan tasarım sıcaklığının üzerinde gerçekleştiğinden, bina ısı kaybı da hesaplanan ısı yükünden daha düşük olacaktır. Böylece en kritik ay olan ocak ayında dahi ısı pompası, toplam ısı ihtiyacının % 50'sinden fazlasını karşılayacaktır. Arta kalan ısı ihtiyacı ise başka bir ek ısıtma kaynağından sağlanabilir. Ancak ısı pompası seğilirken, bazı aşırı iklim olaylarının etkilerinden kaçınmak için, minimum buharlaştırıcı sıcaklığını katalog değerinden biraz üstünde tutmakta fayda vardır. Eğer deha büyük ısı pompası seğilip, en kritik ocak ayında tüm ısı ihtiyacımızın ısı pompası tarafından tek başına karşılaması istenirse bu durumda ısı ihtiyacımızın çok daha düşük olduğu ısıtma dönemi başlarında ve sonlarında, ısı pompası gereksiz yere çok büyük seçilmiş olacaktır. Bunun ekstra bir ilk yatırım maliyeti getirmesinin yanı sıra, daha önemlisi, ısı ihtiyacının düşük olduğu aylarda, ısı pompasının kapasitesi çok yüksek olduğundan mahali çok çabuk ısıtması ve ısı pompasının devreye giriş-çıkış sayısının katsayısında çalışması ve ömrünün kısılmasıdır.

Isı pompası hem ısıtmaya hem de soğutmaya çalışacak ise, tasarım soğutma mevsimi göz önünde tutularak yapılmalıdır. Tersisi olursa ısı pompasının performansı soğutma mevsiminde çok düşük kalır. Soğutma mevsimine göre yapılan tasarım kapasitesi, ısıtma mevsiminde kapasitenin yeterli olmasını sağlar.

Toprak ısı değiştiricinin boyu, aşağıda verilen bağıntılar yardımıyla hesaplanabilir.

Isıtma mevsimi için (kışın);

$$L_c = \frac{12.000BTUH \times \frac{COP_h - 1}{COP_h} \times [R_p + (R_s \times F_h)]}{[T_L - T_{\min}]} \quad (2)$$

Soğutma mevsimi için (yazın);

$$L_c = \frac{12.000BTUH \times \frac{COP_h + 1}{COP_c} \times [R_p + (R_s \times F_h)]}{[T_{\max} - T_h]} \quad (3)$$

L_c = Her 12.000 BTUH soğutma kapasitesi için gerekli boru boyu, ft

L_h = Her 12.000 BTUH ısıtma kapasitesi için gerekli boru boyu, ft

COP_h = Seçilen ünitenin ısıtma COP değeri

COP_c = Seçilen ünitenin soğutma COP değeri

R_s = Toprak direnci, birimsiz

R_p = Boru direnci, birimsiz

T_L = Yılın en düşük toprak sıcaklığı değeri, F^0

T_h = Yılın en yüksek toprak sıcaklığı değeri, F^0

T_{\min} = Üniteye girecek minimum su sıcaklık değeri (EWTh), F^0

T_{\max} = Üniteye girecek maksimum su sıcaklık değeri (EWTh), F^0

F_h = Isıtma çalışma faktörü, birimsiz

F_c = soğutma çalışma faktörü, birimsiz

Sıcaklıkları $^{\circ}\text{C}$ alırsak ve bu birim ile boru boyu uzunluğunu 'm' cinsinden bulmak için, formül bir 'k' katsayısıyla çarpılmalıdır. $K= 0.168$ alınır ise boru boyu uzunluğu metre cinsinden bulunmuş olur.

Isıtma mevsimi için (kışın);

$$L_c = 0.169 \frac{12.000\text{BTUH} \times \frac{COP_h - 1}{COP_h} \times [R_p + (R_s \times F_h)]}{[T_L - T_{\min}]} \quad (4)$$

Soğutma mevsimi için (yazın);

$$L_c = 0.169 \frac{12.000\text{BTUH} \times \frac{COP_h + 1}{COP_c} \times [R_p + (R_s \times F_h)]}{[T_{\max} - T_h]} \quad (5)$$

Kuzey bölgelerinde genellikle, ısıtma için gerekli boru boyu soğutmaya göre daha uzun. Güney bölgelerde ise tam tersidir. Fakat bu durum her zaman doğru olmayabilir. Dolayısıyla her iki şart için hesaplama yapılmalıdır.







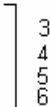




Soğutma mevsiminde amaç içerdeki hacmi soğutmak olduğundan ünitenin içeride kalan ısı değiştiricisi buharlaştırıcı yani soğutucu görevini yaparken, toprak ısı değiştiricisi ise yoğunlaştırıcı görevi yapıp, suyun içerisinde muhafaza ettiği ısıyı toprağa bırakacaktır. Dolayısıyla toprak ısı değiştiricisi girişindeki suyun sıcaklığı, çıkışta üniteye dönen suyun sıcaklığından yüksek olacaktır. Isıtma mevsiminde ise toprak ısı değiştiricisi; ünitenin, buharlaştırıcı tarafındaki ısı ihtiyacı için, toprak altında dolaştırılan sudan ısı çekecek, bu ısı ise topraktan taşınacak dolayısıyla, ısı değiştiricisi çıkışındaki suyun sıcaklığı, girişteki su sıcaklığından yüksek olacaktır.

Toprak direnci, ısı akışının toprakta ilerleme hızını ifade eder, ısı geçişine karşı koyan güç toprak ısı direncidir. Hafif kuru bir toprağın taşıdığı ısı enerjisi, yoğun nemli bir toprağa nazaran daha az hızlıdır. Yani nemli toprağın ısı direnci kuru toprağa göre daha düşüktür. Bunun dışında, toprağın yüzeyden itibaren derinliği, boruların birbirleri arasındaki mesafeleri, boru çapı ve adedi toprak direncini etkileyen faktörlerdir (Miles, 1994).

Çizelge 3.3’de toprağın cinsine göre (yoğun nemli, ağır kuru ve hafif nemli) ¾ “ila 2” arası boruların, yatay ve düşey, tekli ve çoklu olma durumları göz önüne alınarak toprak dirençleri verilmiştir.

Tabloyu inceleyecek olursak aynı boru çapında örneğin 1’ ve 3’ derinlikte nemli toprağın ısı direnci 0,97 iken, kuru toprakta bu değer 1,32 ye yükselmiştir. Bu tablo değerleri ortalama olarak toprağın direncinin saptanmasında kullanılır. Bunun dışında özel durumlar için spesifik hesaplamalar yapılabilir, ancak sapma genelde %3’ün altındadır. Sonuç olarak hesaplanacak boru gerçeğin, %3 kadar bir fark taşır.

Çizelge 3.3. Toprak direncinin toprak şartları ve boru çapına göre değişimi

		Rt (AĞIR TOPRAK-NEMLİ)										Rt (KAYA)
		Rt (AĞIR TOPRAK-KURU VEYA HAFİF TOPRAK-NEMLİ)										Rt (AT-NEMLİ)
												
		R1	R2	R3	R4	R5	R6	R7	R8	R9	R10	
BORU ÖLÇÜSÜ	¾"	<u>1.02</u>	<u>1.06</u>	<u>1.09</u>	<u>1.11</u>	<u>1.31</u>	<u>1.37</u>	<u>2.05</u>	<u>2.15</u>	<u>2.11</u>	<u>1.88</u>	<u>0.6</u>
		1.38	1.44	1.47	1.49	1.77	1.84	2.75	2.86	2.85	2.53	1.06
	1"	<u>0.97</u>	<u>1.02</u>	<u>1.04</u>	<u>1.06</u>	<u>1.26</u>	<u>1.32</u>	<u>2</u>	<u>2.1</u>	<u>2.07</u>	<u>1.84</u>	<u>0.57</u>
		1.32	1.37	1.4	1.42	1.7	1.77	2.88	2.79	2.78	2.47	1.01
	1_¼"	<u>0.92</u>	<u>0.97</u>	<u>0.99</u>	<u>1.01</u>	<u>1.22</u>	<u>1.27</u>	<u>1.96</u>	<u>2.05</u>	<u>2.02</u>	<u>1.79</u>	<u>0.54</u>
		1.25	1.31	1.34	1.36	1.63	1.7	2.61	2.72	2.71	2.4	0.96
	1_½"	<u>0.89</u>	<u>0.94</u>	<u>0.97</u>	<u>0.98</u>	<u>1.19</u>	<u>1.25</u>	<u>1.92</u>	<u>2.02</u>	<u>1.99</u>	<u>1.76</u>	<u>0.53</u>
		1.21	1.27	1.3	1.32	1.59	1.66	2.57	2.68	2.67	2.36	0.94
	2"	<u>0.85</u>	<u>0.89</u>	<u>0.92</u>	<u>0.94</u>	<u>1.14</u>	<u>1.2</u>	<u>1.88</u>	<u>1.98</u>	<u>1.94</u>	<u>1.71</u>	<u>0.5</u>
		1.15	1.2	1.24	1.26	1.53	1.6	2.51	2.62	2.61	2.29	0.89

Endüstriyel deneyimler sonucu, toprak altına gömülebilecek tipte boru malzemeleri piyasaya sürülmüştür. Plastik toprak altındaki korozyondan en az etkilenen en uzun ömürlü malzemedir. Yine Çizelge 3.3’de sol taraftaki tabloda bazı boru materyallerinin ısı dirençleri verilmiştir.

Tablo incelenecek olursa R_p ve R_{pe} olarak iki direnç söz konusudur. R_p ; yatay pozisyonlar için geçerli boru direnci, R_{pe} ise düşey konumlar için geçerli boru direnci değerleridir. Bu faktörler toprak /sıvı ısı değiştirgeçlerinden boru boyunun hesaplanmasında kullanılırlar.

Çalışma faktörü; ünitenin, yılın en sıcak ayında (Ağustos) ve yılın en soğuk ayında (Ocak) umulan çalışma saatinin yüzdesi şeklinde tarif edilebilir.

Her iki işletme şeklinde, boru uzunluğunu tespit edebilmek için ayrı ayrı hesaplanır. Daha uzun boru boyu gerektiren sonuç sistemin boru boyunu belirler.

Deney düzeneğinde kullanılan ısı değiştiricileri dikey tip olarak tasarlanmış yukarıdaki formüller kullanılarak 32mm (1’’) çapında polietilen boru, 53m derinlikte iki adet kuyuya dikey olarak gömülmüştür.

3.1.3. Isı pompası deneyleri

Sistem için iki adet 53 m derinliğinde sondaj kuyuları açılmış. Bu kuyular içerisine U şeklinde dizayn edilmiş olan 32mm çapında polietilen borular yerleştirilmiştir. İki kuyudan gelen polietilen borular bir kollektör aracılığı ile seri ve paralel olmak üzere tek kuyu ve iki kuyuyu birlikte çalıştıracak şekilde dizayn edilmiştir. Bu borulardan gelen ısı taşıyıcı akışkan (antifriz-su karışımı) bir sirkülasyon pompası yardımıyla çevrim sağlanarak sistemde bulunan bir plakalı ısı değiştiricisinden geçirilerek, su kaynaklı evaporatöre topraktan alınan ısıyı taşımaktadır. Ve tekrar ısı taşıyıcı akışkan bu çevrim ile toprağa geri gönderilmektedir.

Isı pompası çevrimi ile kondenserden elde edilen ısı ise yine bir plakalı ısı değiştircisi kullanılarak ısı taşıyıcı akışkan (su) sirkülasyon pompası yardımıyla, ısıtılması planlanan mahalde bulunan üç adet hava apareyine gönderilmekte ve kondenserden alınan ısıyı mahale aktarmaktadır.

Deney esnasında, sıcaklık, basınç, debi ve güç değerleri ölçülmüştür. Deneyler süresince, sistemin çeşitli noktalarından soğutucu akışkan, sistemde dolaşan karışımın (%50 antifriz-su karışımı) sıcaklıkları ve toprağın 53 m derinlikteki sıcaklık değerleri ölçülmüştür. Isı pompası sisteminde sirkülasyon pompasından sonra sisteme debi metre konulmuş. Ayrıca yapılan deneylerde sisteme güç ölçer bağlanarak sistemin çektiği toplam güçte hesaplanmıştır. Toprak ısı değiştircisine (TID) gönderilen su-antifriz debisi 10 lt/dk ve 20lt/dk olarak iki farklı değerde kuyuya gönderildi ve tek kuyu olarak çalışıldı. Mevcut olan iki kuyuda farklı zamanlarda tek tek denendi. Deneyler birer gün ara ile yapıldı.

Sistem rejime girdikten sonra şu ölçümler alınmıştır:

- a) Evaporatör basıncı (bar)
- b) Kondenser basıncı (bar)
- c) Kompresör giriş ve çıkış sıcaklığı (°C)
- d) Kondenser giriş ve çıkış sıcaklığı (°C)
- e) Evaporatör giriş ve çıkış sıcaklığı (°C)
- f) Kuyudan gelen ve giden antifrizli suyun, evaporatöre girişi ve çıkış sıcaklığı (°C)
- g) Antifriz+su karışım debisi (lt/dk.)
- h) Kompresör ve sirkülasyon pompalarının çektiği güç(Kw)

3.1.4. Isı pompası deneysel verilerin değerlendirilmesi

3.1.4.1 Enerji analizi:

Deneysel alışma sonucunda yapılan hesaplamalar aşağıda verilen eşitlik yardımıyla yapılmıştır:

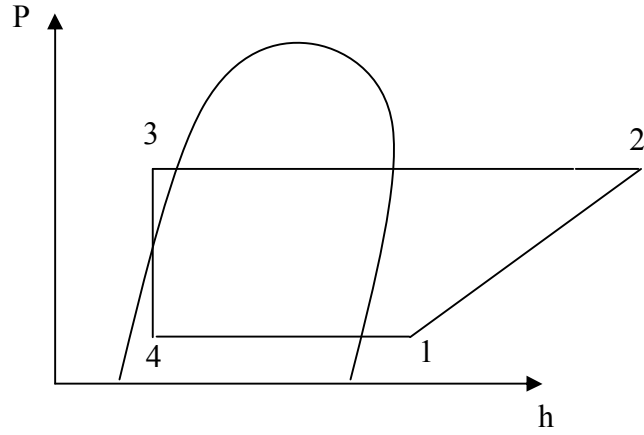
Kompresörde elektrik enerjisi tüketime:

$$\dot{W}_{kp} = I_{kp} V_{kp} \sqrt{3} \cos \phi \text{ (W)} \quad (6)$$

Burada, kompresörün çektiği güç (W) deney düzeneğinde kontrol paneli üzerinde yerleştirilen güç ölçüm saatinden belirlenmiştir. Kuyu tarafı ve ısıtma hattında kullanılan pompaların çektiği güçler aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_p = IV \cos \phi \text{ (W)} \quad (7)$$

Burada, I pompa motorunun çektiği akım, V ise elektrik gerilimini ifade etmektedir. Şekil 3.5'de ısı pompasına ait p-h diyagramı ve üzerinde çevrimin karakteristik noktaları gösterilmiştir. Sistem karakteristik değerleri bu diyagram kullanılarak bulunmuştur.



Şekil 3.5. Isı pompası p-h diyagramı ve çevrimin karakteristik noktaları

Sistemde kullanılan R-134a soğutucu akışkanın kütleli debisi,

$$\dot{m}_{R134a} = V_{dep} \frac{\lambda}{v_1} \quad (8)$$

ifadesiyle hesaplanmıştır. V_{dep} ifadesi kompresörün deplasman hacmidir ve sistemde kullanılan kompresör için (1 d/dk için) $0.008 \text{ m}^3/\text{h}$ 'tir. λ ise emme oranı olup aynı kompresör için 0,7 değerindedir. V_{dep} ve λ değerleri sistemde kullanılan R6 (Rotacold) 2880 d/dk. hızdaki kompresör kataloğundan alınmıştır. v_1 ise çevrimin 1 noktasındaki R-134a'nın özgül hacmidir.

Kondenserin ısı kapasitesi:

$$\dot{Q}_{kon} = \dot{m}_{R134a} (h_2 - h_3) \quad (9)$$

denklemlerle hesaplanmıştır. Buradaki h_2 soğutucu akışkanın (R-134a) kondenser girişindeki entalpisidir, h_3 ise soğutucu akışkanın kondenser çıkışındaki entalpisidir.

Kompresörün çektiği güç:

$$\dot{W}_{\text{kom}} = \dot{m}_{\text{R134a}} (h_2 - h_1) \quad (10)$$

denklemlerle hesaplanmıştır. Buradaki h_1 soğutkanın (R-134a) kompresöre girişindeki entalpisidir.

Kondenserde ısıtma suyuna verilen ısı miktarı:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_{su} c_{ps} (T_{ks\check{c}} - T_{ks\check{g}}) \text{ (kW)} \quad (11)$$

Evaporatörde su-antifiriz karışımının verdiği ısı miktarı;

$$\dot{Q}_{kar} = \dot{m}_{kar} c_{pkar} (T_{k\text{ arg}} - T_{kar\check{c}}) \text{ (kW)} \quad (12)$$

3.1.4.2. Performans analizi

Buhar sıkıştırma esasına göre çalışan ısı pompası sistemlerinin iyilik dereceleri performans katsayısı (COP) adı ile tanımlanan ifade ile ölçülmektedir. Bir ısı pompası için performans katsayısı kondenserde atılan ısı miktarının kompresörde harcanan işe oranıdır. Bu çalışmada, kullanılan ısı pompası sisteminde kondenserde atılan ısı, hava aparatları yardımıyla ortamın ısıtılması için kullanılmıştır.

Isı pompası için performans katsayısı;

$$COP = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{W}_{kp}} = \frac{\dot{m}_{su} c_{ps} (T_{ks\check{c}} - T_{ks\check{g}})}{\dot{W}_{kp}} \quad (13)$$

Sisteme iş girişi kompresöre verilen iş ile sirkülasyon pompalarında harcanan iş toplamından oluşmaktadır. Isıtma için enerji kazancı kondenserde suya atılan ısı miktarıdır. Bu enerji kazançları ve giderleri bir arada göz önüne alındığında sistem için toplam performans katsayısı;

$$COP_s = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{W}_{kp} + \sum \dot{W}_p} = \frac{\dot{m}_{su} c_{psu} (T_{11} - T_{10})}{\dot{W}_{kp} + \dot{W}_{kp} + \dot{W}_{kuyup}} \quad (14)$$

Isı pompası sisteminin konvansiyonel sistemlerle enerji tasarrufu açısından mukayese edilebilmesi için ısı pompası sisteminin birincil enerji oranı değerinin hesap edilmesi gereklidir. Bu hesaplamada;

$$BEO = \eta_t COP_{ip} \quad (15)$$

formülü kullanılır. Burada η_{th} kompresörün kullandığı elektrik enerjisini üreten hidroelektrik santralin verimidir. Elektrik enerjisi sekonder enerji türüdür. Santralde üretilen elektrik jeneratörde ve elektrik dağıtım şebekelerinde bir takım enerji kayıpları meydana gelir. Bu kayıplar dikkate alınarak ifadedeki η_{th} değeri 0.5 olarak alınmıştır.

Bununla beraber konvansiyonel sistemlere göre ısı pompası sisteminin enerji geri kazanım oranı ise;

$$E_{pe} = 100 \left(1 - \frac{BEO_1}{BEO_2} \right) (\%) \quad (16)$$

formülü ile hesaplanmıştır. İfadedeki BEO_1 konvansiyonel sistemlere ait birincil enerji oranıdır. Bu değer kazan verimine (0.7) eşit alınmıştır. BEO_2 ise ısı pompası sisteminin birincil enerji oranı değeridir ve (16) eşitliği ile hesaplanmıştır.

3.1.5. Hata analizi

Deneylelerdeki hata analizi ölçüm yapılacak cihazın seçiminden, kalibrasyonundan, çevresel etkilerden, okuma hatalarından kaynaklanmaktadır. Sonuç fonksiyonu, bağımsız değişkenlerin fonksiyonu olarak şöyle ifade edilebilir (Holman,2001):

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \text{ ve}$$

$W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$ bağımsız değişkenlerin belirsizlik sonuçlarını vermektedir.

$$w_r = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_{n1} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Burada w_r sonuç fonksiyonunun

belirsizliğini ifade etmektedir. Örneğin kütleli debideki hata analizi w_m , şu şekilde yapılmıştır.

$$w_m = \left[\left(\frac{\partial m}{\partial p} w_p \right)^2 + \left(\frac{\partial m}{\partial v} w_v \right)^2 \right]^{1/2}$$

yazılabilir. Hacimsel debi ölçümlerinde yapılan toplam hata analizi w_v şu şekilde ifade edilebilir;

$$w_v = (w_{rot}^2 + w_{ss}^2 + w_{sf}^2)^{1/2}$$

Burada w_{rot} rotametrede okunan hata(%), w_{ss} sistemde meydana gelen sızıntılardan oluşan hata(%), w_{sf} sıcaklık farkından kaynaklanan hata analizi(%) ifade etmektedir. Sonuç olarak hacimsel debilerde oluşabilecek hata analizi; $w_v = \%3.43$, $w_m = \%3.44$ bulunmuştur. Ölçümler sonucunda oluşabilecek toplam hata analizi; kütleli debi için $\pm \%3.43$, su ve salamura sıcaklıkları için $\pm \%1.65$, basınç ölçümleri için $\pm \%2.95$, kompresör girişindeki

güç için $\pm\%2.75$, soğutucu akışkan sıcaklık ölçümleri için $\pm\%3.35$ olarak tahmin edilmiştir.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Bu alıŐmada, Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin Erzurum Şartlarında kullanılabilirliğinin deneysel analizi yapılmıştır. Bu amaçla çalışma sonucunda analizler ışığında ısı pompası sisteminin enerji sarfiyatı ve performansı incelendi. Bu araştırma bulguları için detaylı bilgi aşağıda verilmiştir.

Bu çalışmada kullanılan deneysel ölçümler, 2007 yılı içerisinde Ocak, Şubat, Mart, Nisan ve Mayıs ayların da Erzurum'da ısıtma sezonunda yapılan g¼nl¼k örnek uygulama sonuçlarından alınmış ve elde edilen veriler deĐerlendirilmiŐtir. Deneysel alıŐma sonucunda, ısı pompasına sağlanan kaynak sıcaklığına bağlı olarak, ısı pompasının (COP) ve t¼m sistemin (COPs) performans katsayılarının g¼n boyunca değişimleri incelenmiştir.

Toprak ısı değiştiricisine (TID) g¼nderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk, ve 20lt/dk olarak iki farklı değerde kuyuya g¼nderildi ve tek kuyu olarak çalışıldı. Mevcut olan iki kuyuda farklı zamanlarda tek tek denendi. Deneyle birer g¼n ara ile yapıldı. Elde edilen sonuçlar aylara g¼re; deney l¼m parametrelerinin ortalama değerleri 10lt/dk debi ye g¼re izelge 4.1 de, 20lt/dk debi olarak da izelge 4.2 de verilmiştir.

Çizelge 4.1. 10lt/dk debiye göre deney ölçüm parametrelerinin ortalama değerleri (sonuçlar 9:30 den 17:30 kadar her yarım saatte bir alınmıştır)

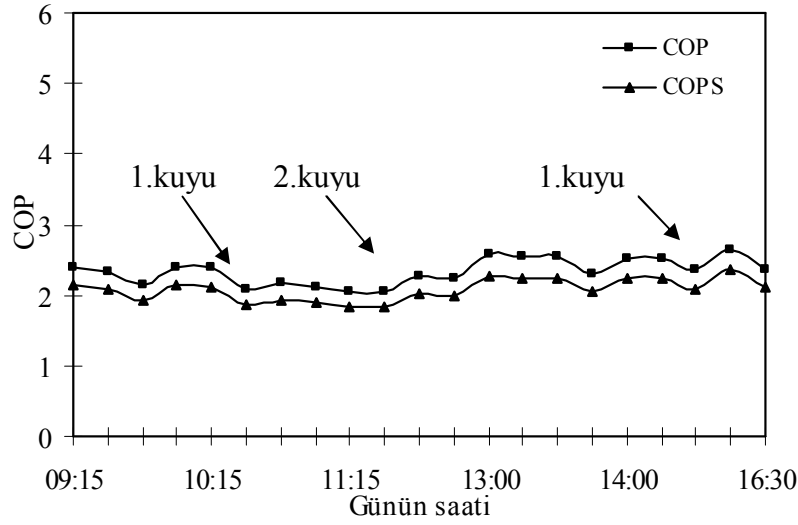
Deneyisel Ölçülen parametreler	Ocak ayı	Şubat ayı	Mart ayı	Nisan ayı	Mayıs ayı
Evaporatör basıncı (bar)	2.1	2.1	2.2	2.1	2
Kondenser basıncı (bar)	14.15	14	14	14.6	14
Kompresör Giriş Sıcaklığı (°C)	21.9	21	27.1	21.1	21
Kompresör Çıkış Sıcaklığı (°C)	89	84	90.2	88.7	84.3
Kondenser Giriş Sıcaklığı (°C)	86	82.5	89.1	83.4	80.1
Kondenser Çıkış Sıcaklığı (°C)	43.5	44.3	45.2	44.5	44.3
Evaporatör Giriş Sıcaklığı (°C)	-9.4	-8.8	-8.1	-8.3	-8.8
Evaporatör Çıkış Sıcaklığı (°C)	-9	-7.3	-6.9	-6.8	-7.1
Kuyudan Gelen Antifirizli suyun Evaporatöre Giriş Sıcaklığı (°C)	4.13	3	2.4	2.1	3
Kuyuya Giden Antifirizli suyun Evaporatörden Çıkış Sıcaklığı(°C)	-3.5	-3	-1.6	-1.7	-2.4
Kondenserden Isıtma Hattına Giden Suyun Sıcaklığı (°C)	47.5	46.6	52.4	47.8	46.6
Isıtma Hattından Kondensere Gelen Suyun Sıcaklığı (°C)	41.3	39.9	44.8	39.8	39.6
COP	2.48	2.65	2.7	2.8	2.8
COPs	2.12	2.22	2.3	2.4	2.4
Kondenserden atılan ısı (kW)	9	9.3	10.6	9.6	9.3

Çizelge 4.2. 20lt/dk debiye göre deney ölçüm parametrelerinin ortalama değerleri (sonuçlar 9:30 den 17:30 kadar her yarım saatte bir alınmıştır)

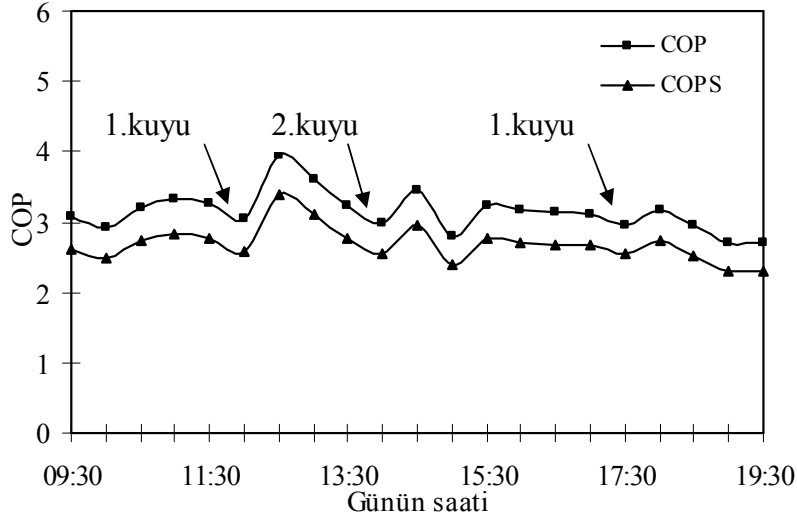
Deneyisel Ölçülen parametreler	Ocak ayı	Şubat ayı	Mart ayı	Nisan ayı	Mayıs ayı
Evaporatör basıncı (bar)	2.1	2.2	2.2	2.1	2.5
Kondenser basıncı (bar)	14.2	12.8	13	14.2	14.2
Kompresör Giriş Sıcaklığı (°C)	21.3	20.8	20.8	21.8	21.3
Kompresör Çıkış Sıcaklığı (°C)	85.4	78.2	79.8	82.6	85.4
Kondenser Giriş Sıcaklığı (°C)	83.8	77	77.6	80.4	81.8
Kondenser Çıkış Sıcaklığı (°C)	45.1	43.3	43.7	45.6	45.1
Evaporatör Giriş Sıcaklığı (°C)	-8.6	-6.5	-6.9	-7.3	-8.6
Evaporatör Çıkış Sıcaklığı (°C)	-5.9	-2.5	-2.8	-5.8	-5.9
Kuyudan Gelen Antifirizli suyun Evaporatöre Giriş Sıcaklığı (°C)	1.4	3.4	2.4	2.2	1.4
Kuyuya Giden Antifirizli suyun Evaporatörden Çıkış Sıcaklığı(°C)	-2.9	-0.3	-1	-1.4	-2.94
Kondenserden Isıtma Hattına Giden Suyun Sıcaklığı (°C)	47.5	45.4	47.4	47.9	47.6
Isıtma Hattından Kondensere Gelen Suyun Sıcaklığı (°C)	40.6	38.3	40.8	40.8	40.6
COP	2.8	3	2.8	2.81	2.83
COPs	2.4	2.5	2.41	2.42	2.42
Kondenserden atılan ısı (kW)	9.8	10	10.6	9.7	9.9

Toprak ısı değiştiricisine (TID) gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk olarak alınmış ve Şekil 4.1’de Ocak ayı için, Şekil 4.2’de Şubat ayı için, Şekil 4.3 ‘de Mart ayı için, Şekil 4.4’ de Nisan ayı için ve Şekil 4.5 ‘de Mayıs ayı için bir gün boyunca ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi verilmiştir.

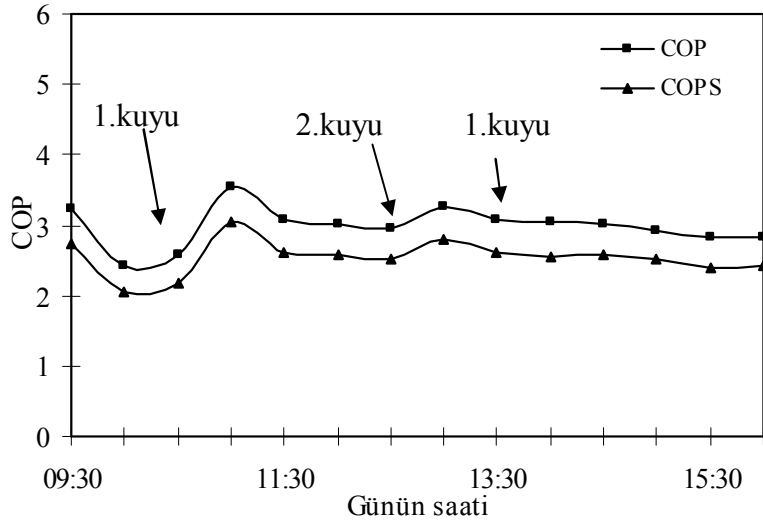
Bu çalışmada, farklı çalışma modu olarak açılan iki kuyu periyodik aralıklarla kullanılmıştır. Bu alışma modu kuyularda toprak sıcaklığının düşmesini evaporatörde çekilen enerjisinden dolayı belirli bir seviyede tutmak için yapılmıştır. Grafikler üzerinde bu geçişler belirtilmiştir.



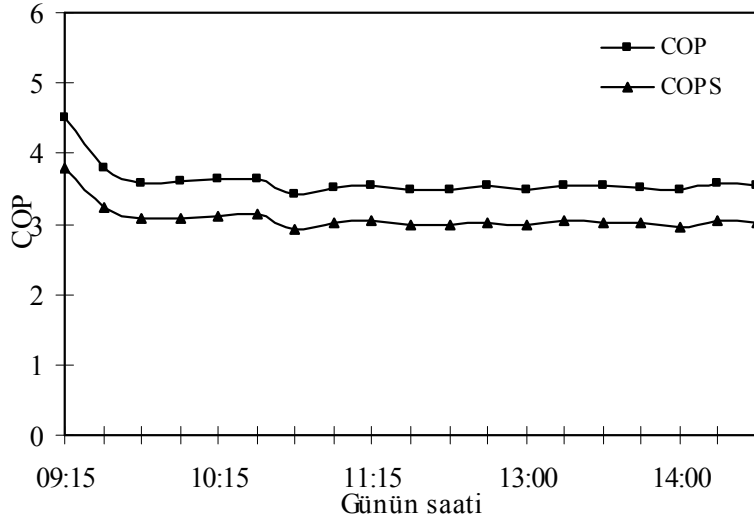
Şekil 4.1. Ocak ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi.



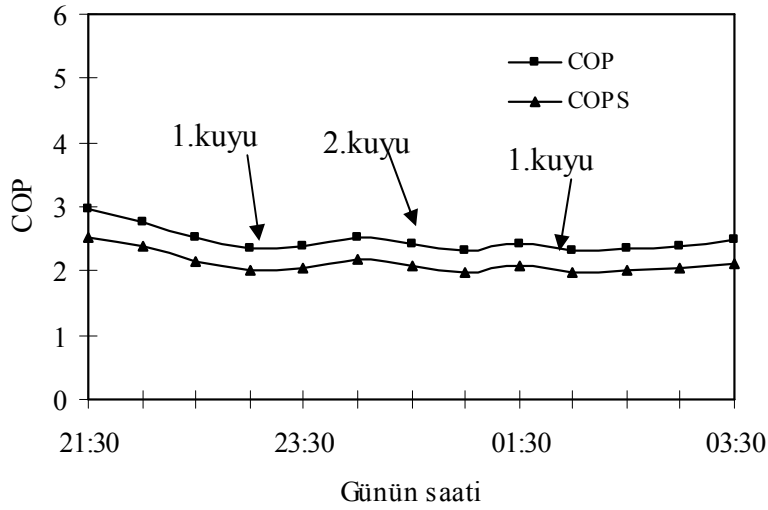
Şekil 4.2. Şubat ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi



Şekil 4.3. Mart ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi

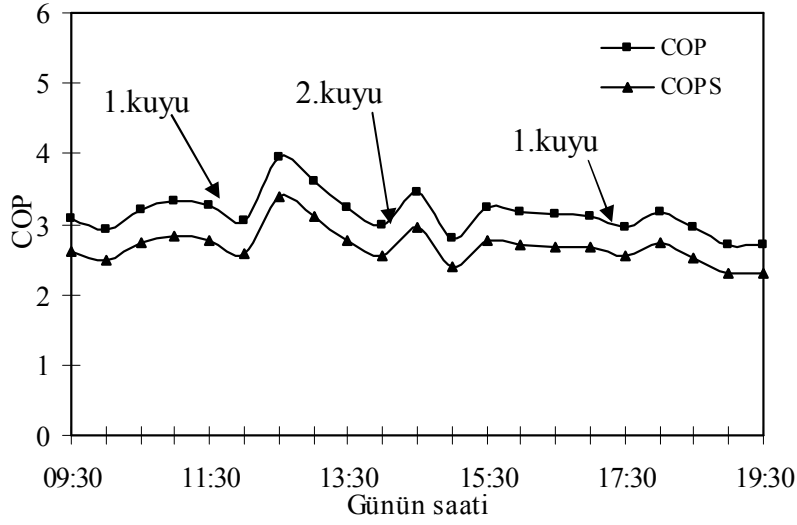


Şekil 4.4. Nisan ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi

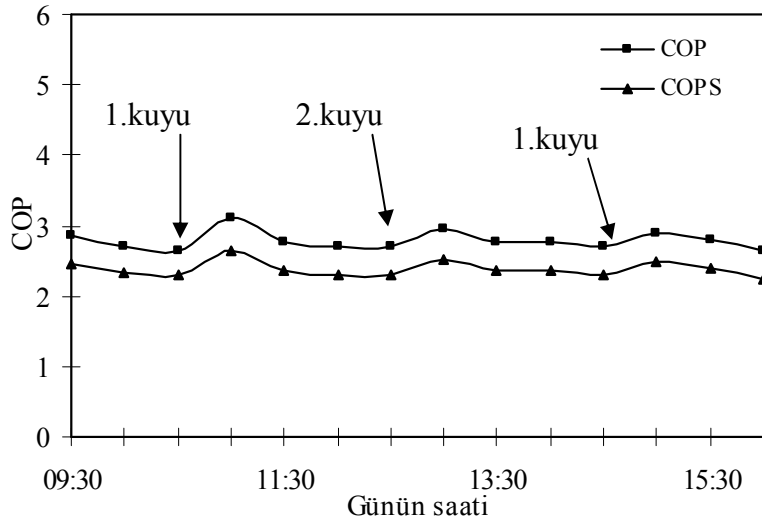


Şekil 4.5. Mayıs ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi

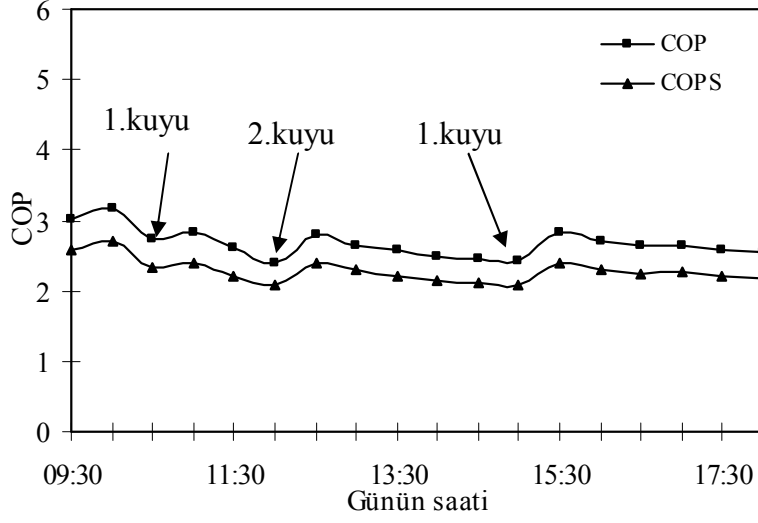
Toprak ısı değiştiricisine (TID) gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk olarak alınmış ve Şekil 6’de Ocak ayı için, Şekil 4.7’de Şubat ayı için, Şekil 4.8 ‘de Mart ayı için, Şekil 4.9’ de Nisan ayı için ve Şekil 4.10 ‘de Mayıs ayı için bir gün boyunca ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi verilmiştir.



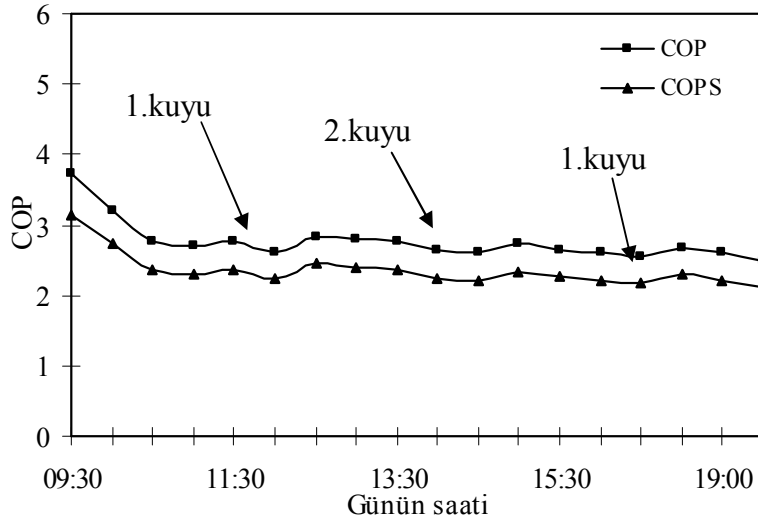
Şekil 4.6. Ocak ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi



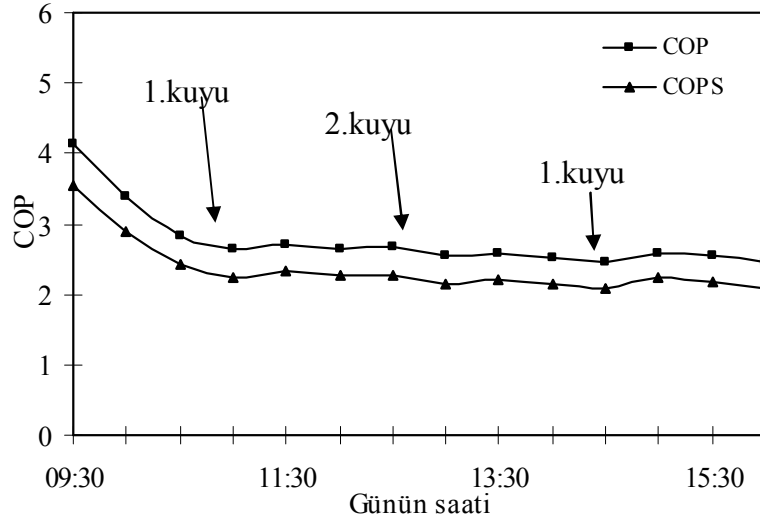
Şekil 4.7. Şubat ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi



Şekil 4.8. Mart ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi

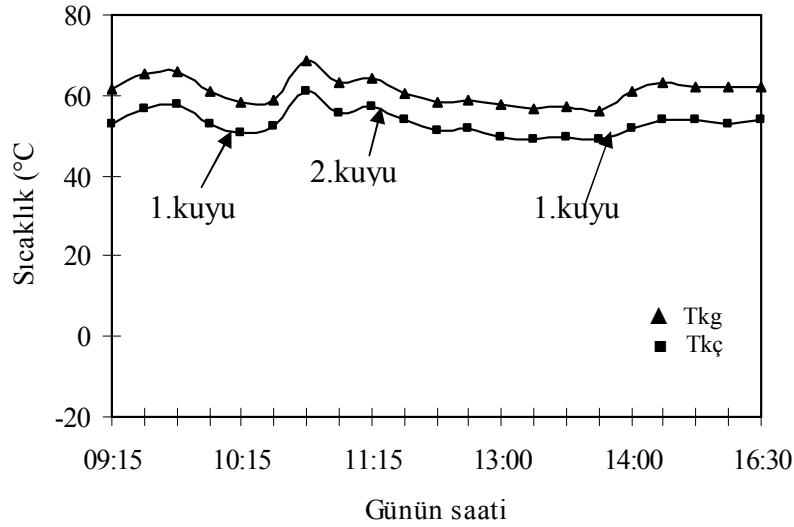


Şekil 4.9. Nisan ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi

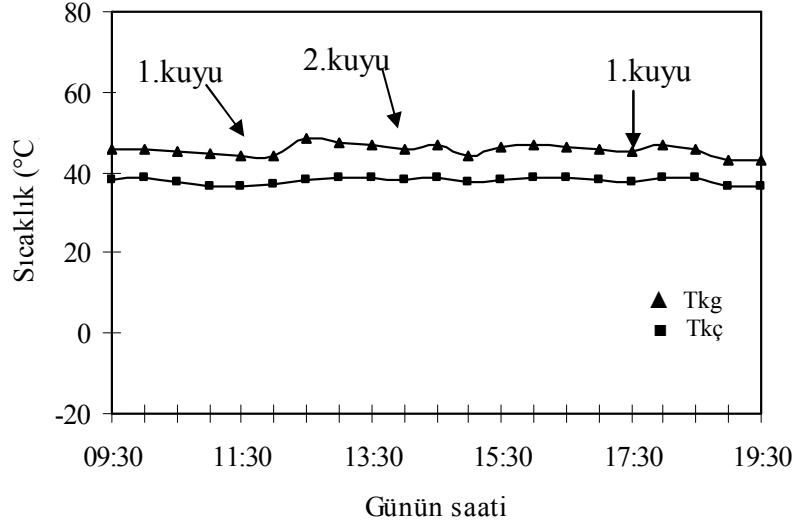


Şekil 4.10. Mayıs ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı değişimi

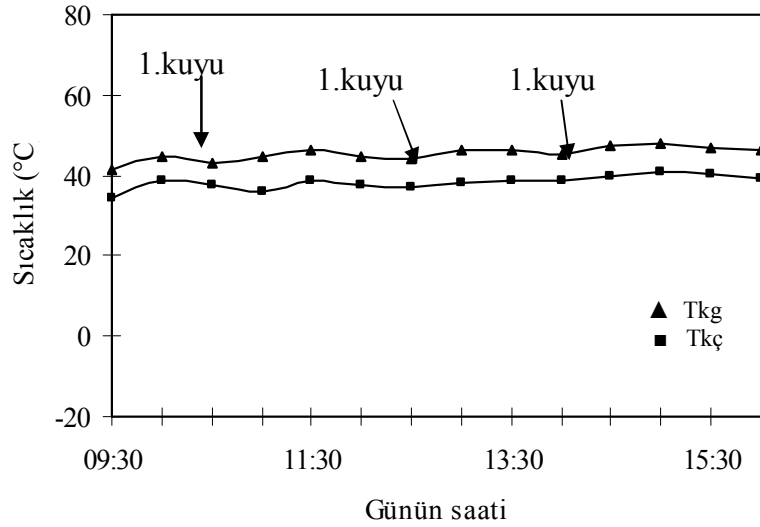
Toprak ısı değiştiricisine (TID) gönderilen su-antifriz debisi 10 lt/dk olarak alınmış ve Şekil 4.11’de Ocak ayı için, Şekil 4.12’de Şubat ayı için, Şekil 4.13’de Mart ayı için, Şekil 4.14’de Nisan ayı için ve Şekil 4.15’de Mayıs ayı için bir gün boyunca ısıtma işlemi sırasında kondanser giriş ve çıkışında su sıcaklığının günün saatine göre değişimleri verilmiştir.



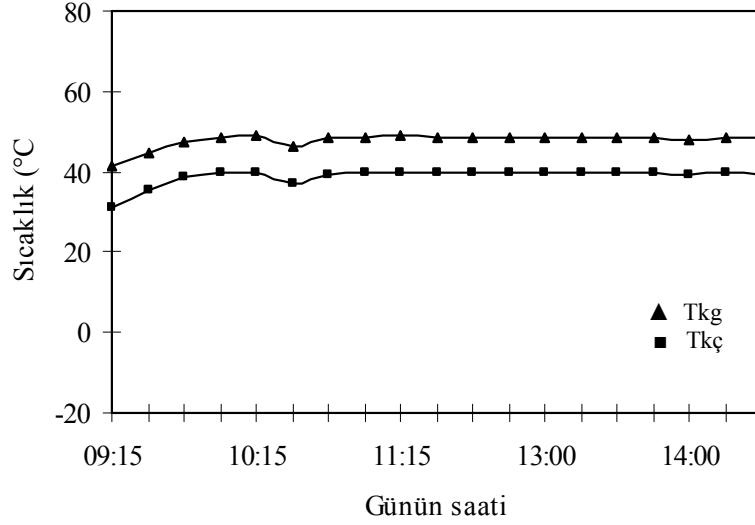
Şekil 4.11. Ocak ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.



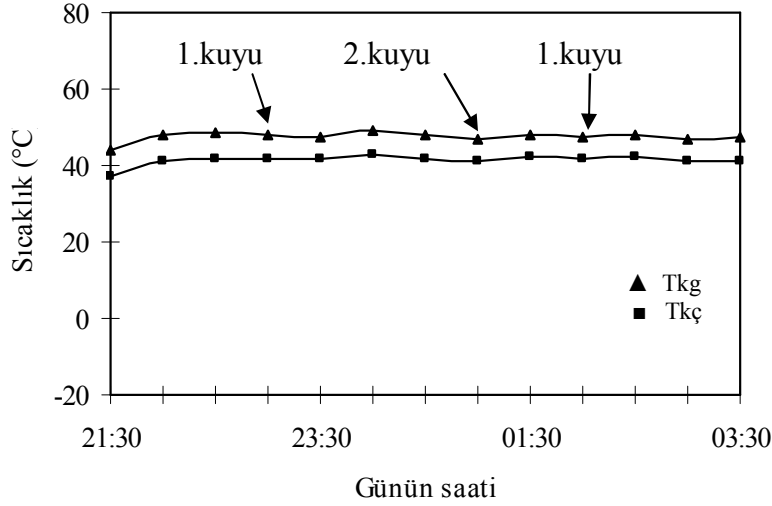
Şekil.4.12. Şubat ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.



Şekil 4.13. Mart ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.

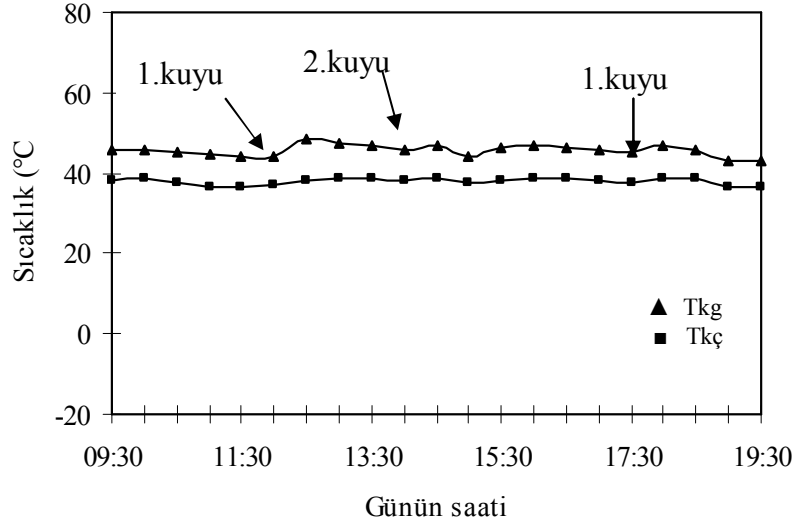


Şekil 4.14. Nisan ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.

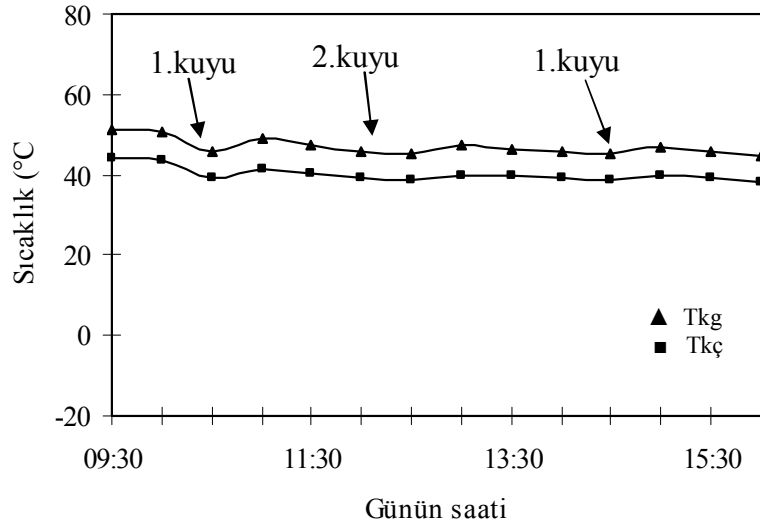


Şekil 4.15. Mayıs ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi

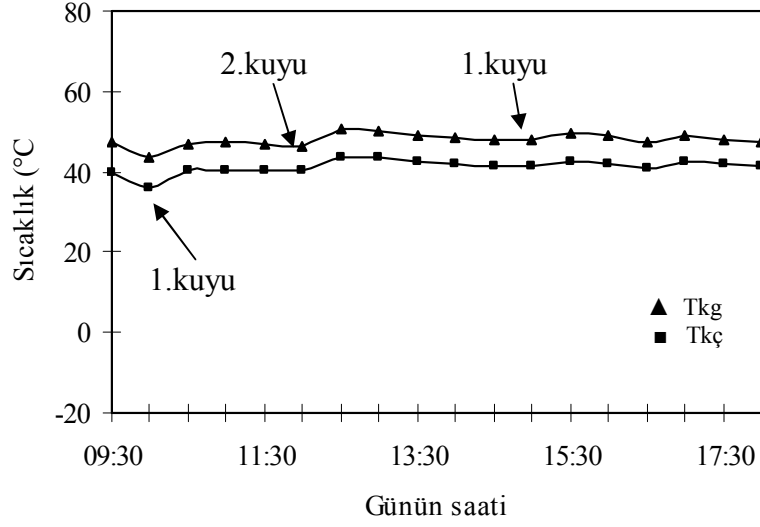
Toprak ısı değiştiricisine (TID) gönderilen su-antifriz debisi 20 ltk olarak alınmış ve Şekil 4.16'da Ocak ayı için, Şekil 4.17'de Şubat ayı için, Şekil 4.18'de Mart ayı için, Şekil 4.19'da Nisan ayı için ve Şekil 4.20'de Mayıs ayı için bir gün boyunca ısıtma işlemi sırasında kondanser giriş ve çıkışında su sıcaklığının günün saatine göre değişimleri verilmiştir.



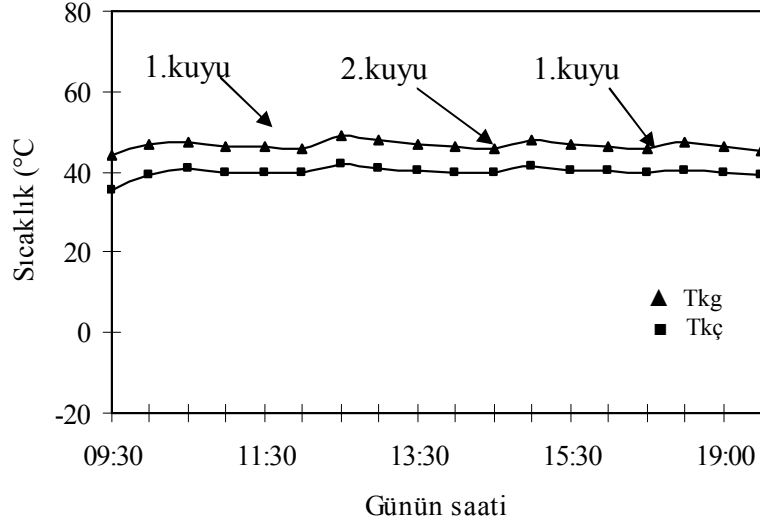
Şekil 4.16. Ocak ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi



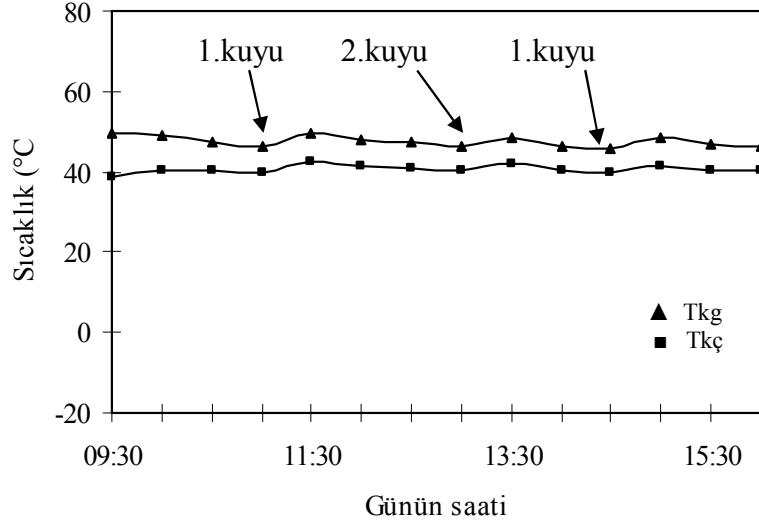
Şekil 4.17. Şubat ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi



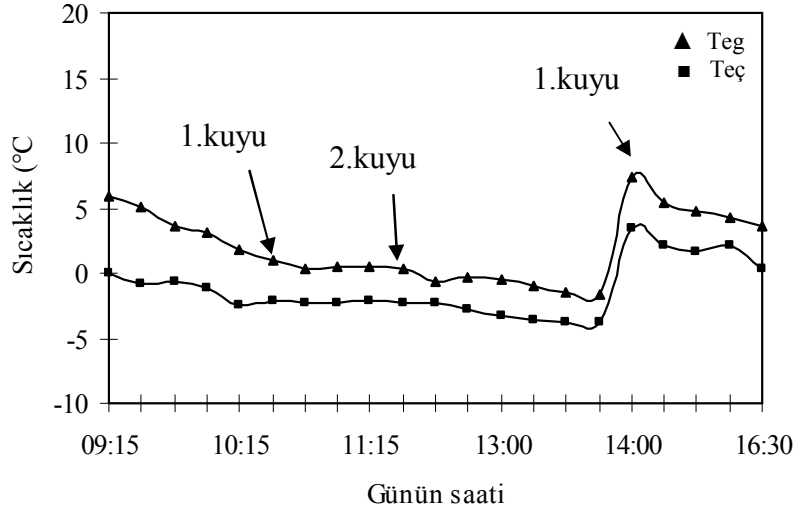
Şekil 4.18. Mart ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.



Şekil 4.19. Nisan ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.

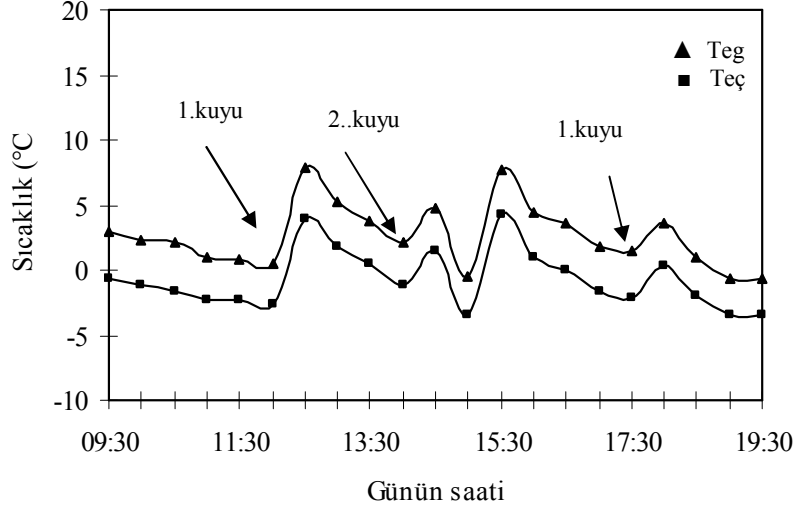


Şekil 4.20. Mayıs ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondanser çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi

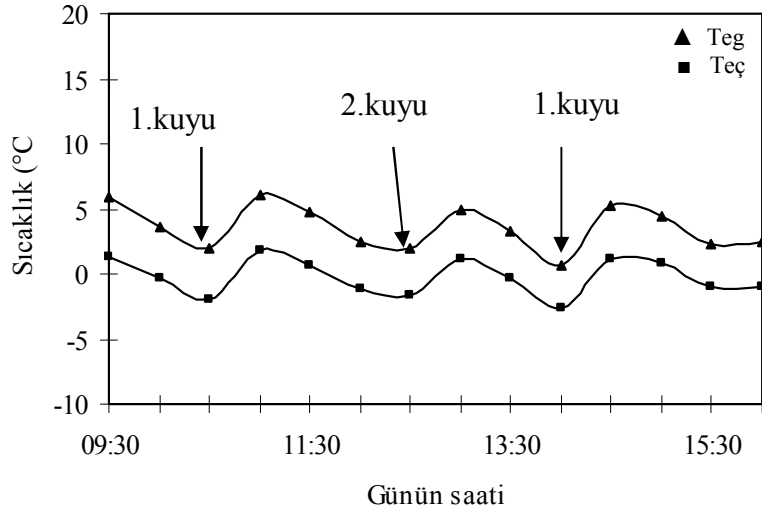


Şekil 4.21. Ocak ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaporatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.

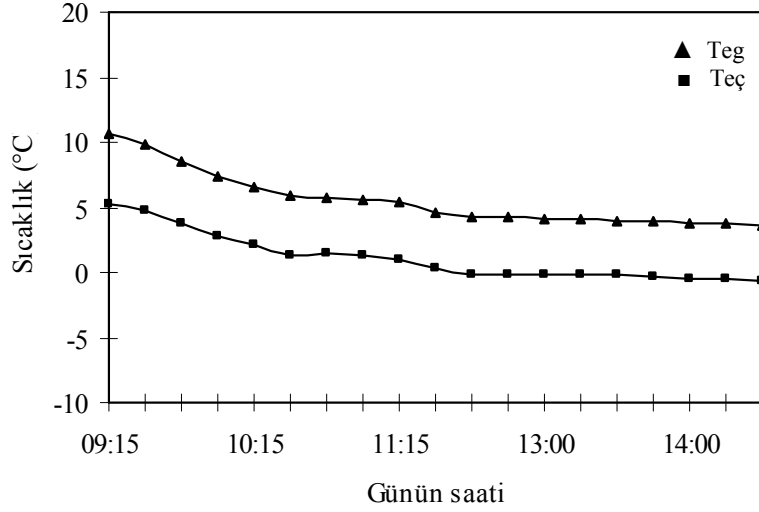
Toprak ısı değiştiricisine (TID) gönderilen su-antifriz debisi 10 lt/dk olarak alınmış ve Şekil 4.21’de Ocak ayı için, Şekil 4.22’de Şubat ayı için, Şekil 4.23’de Mart ayı için, Şekil 4.24’de Nisan ayı için ve Şekil 4.25’de Mayıs ayı için bir gün boyunca ısıtma işlemi sırasında evaporatör giriş ve çıkışında antifriz su karışımının sıcaklığının değişimi verilmiştir.



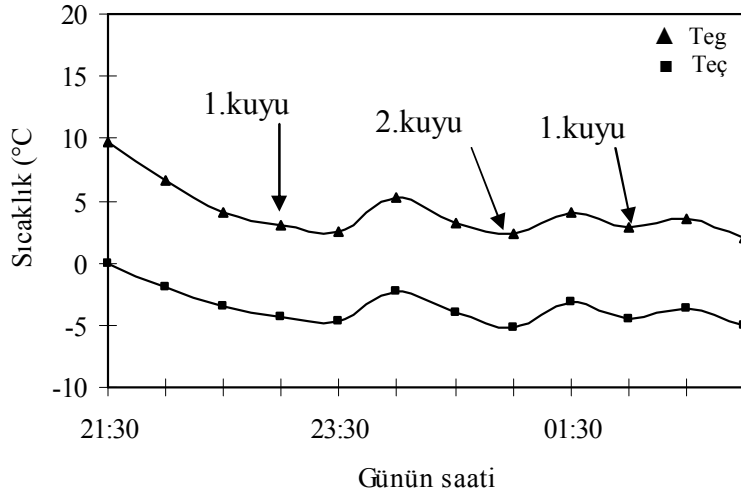
Şekil 4.22. Şubat ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaporatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.



Şekil 4.23. Mart ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaporatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi

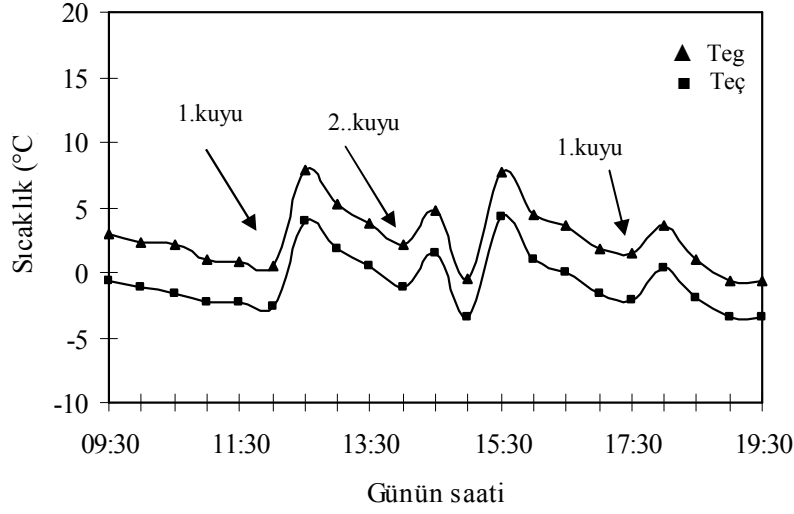


Şekil 4.24. Nisan ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaporatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.

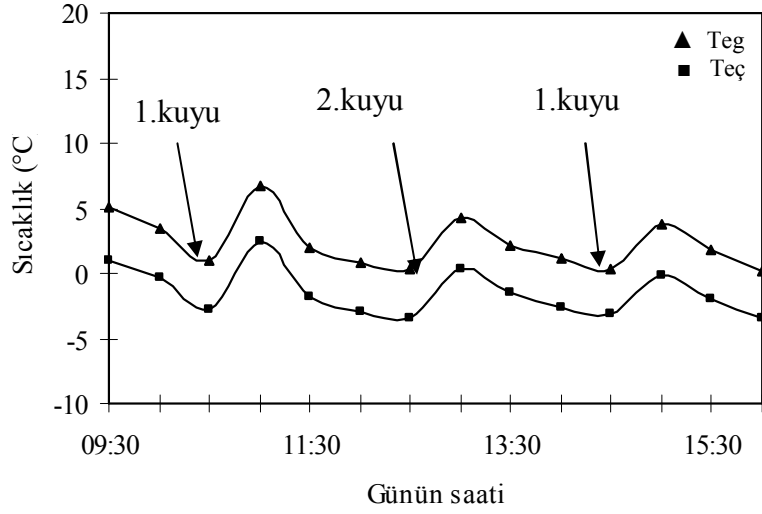


Şekil 4.25. Mayıs ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaporatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.

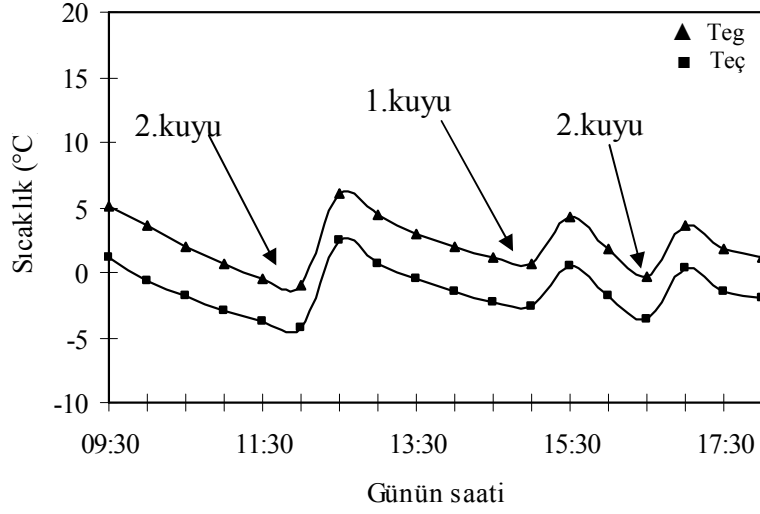
Toprak ısı değiştiricisine (TID) gönderilen su-antifriz debisi 20 lt/dk olarak alınmış ve Şekil 4.26'de Ocak ayı için, Şekil 4.27'de Şubat ayı için, Şekil 4.28 'de Mart ayı için, Şekil 4.29' de Nisan ayı için ve Şekil 4.30 'de Mayıs ayı için bir gün boyunca ısıtma işlemi sırasında evaporatör giriş ve çıkışında antifriz su karışımının sıcaklığının değişimi verilmiştir.



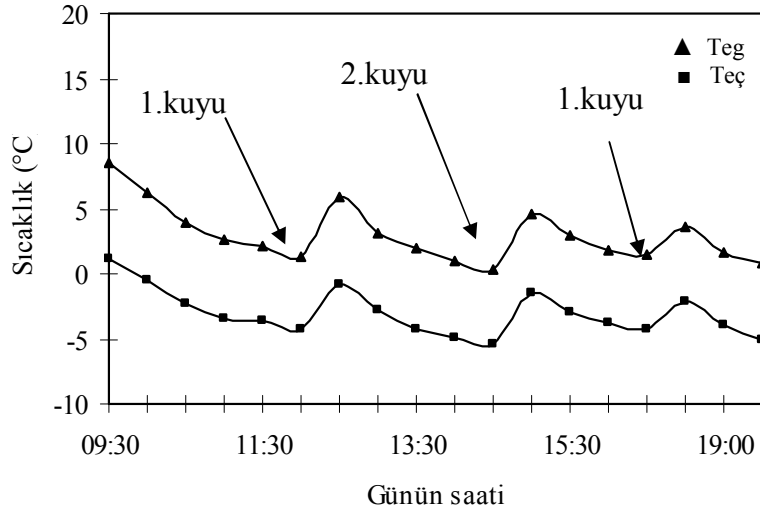
Şekil 4.26. Ocak ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaporatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.



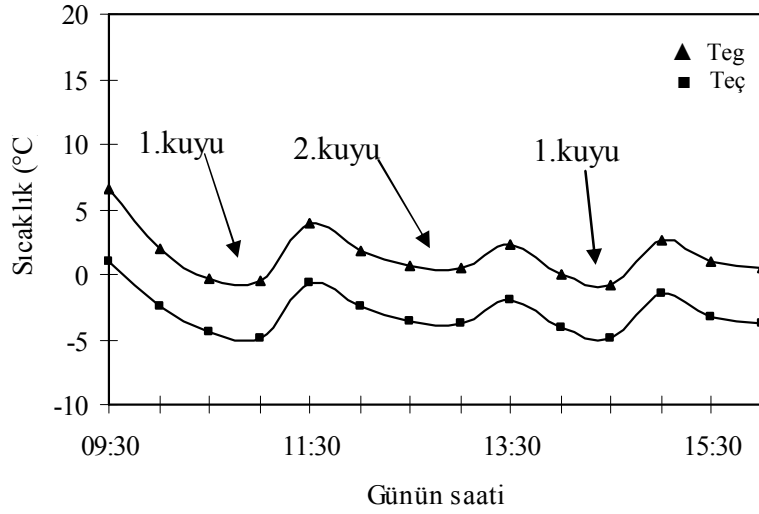
Şekil 4.27. Şubat ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaporatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.



Şekil 4.28. Mart ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaporatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi

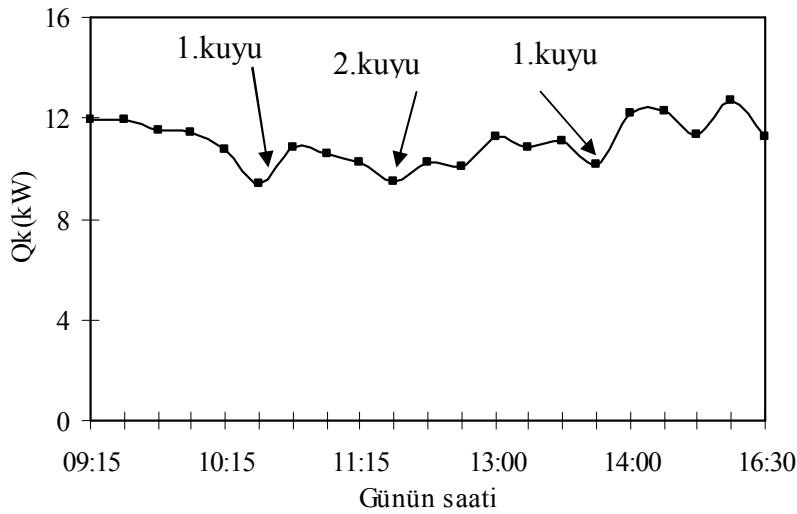


Şekil 4.29. Nisan ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaporatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.

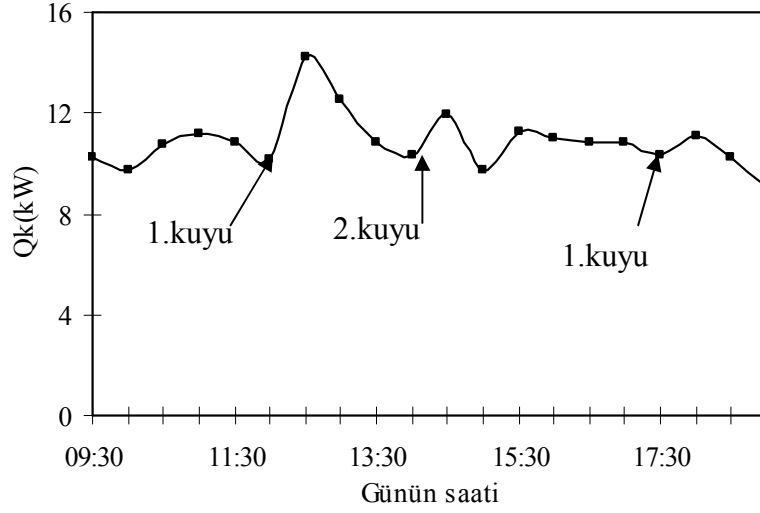


Şekil 4.30. Mayıs ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında evaporatör çıkışında karışım sıcaklığının günün saatine göre değişimi.

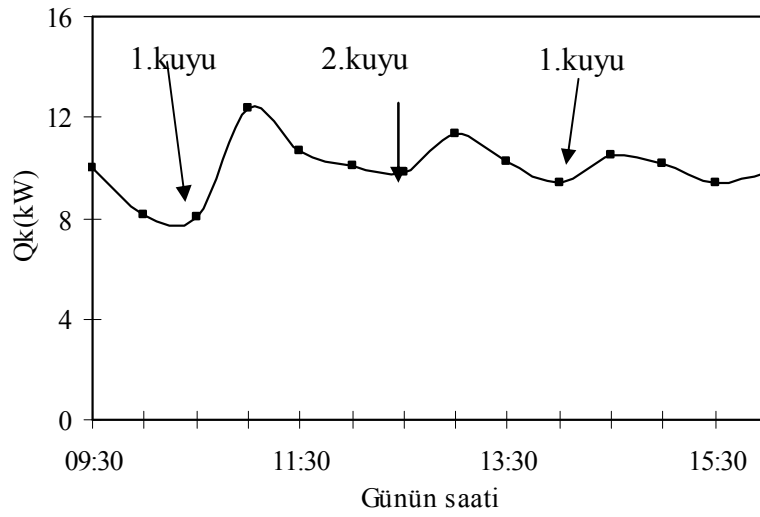
Toprak ısı değiştiricisine (TID) gönderilen su-antifriz debisi 10 lt/dk olarak alınmış ve Şekil 4.31’de Ocak ayı için, Şekil 4.32’de Şubat ayı için, Şekil 4.33 ‘de Mart ayı için, Şekil 4.34’ de Nisan ayı için ve Şekil 4.35 ‘de Mayıs ayı için bir gün boyunca ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi verilmiştir.



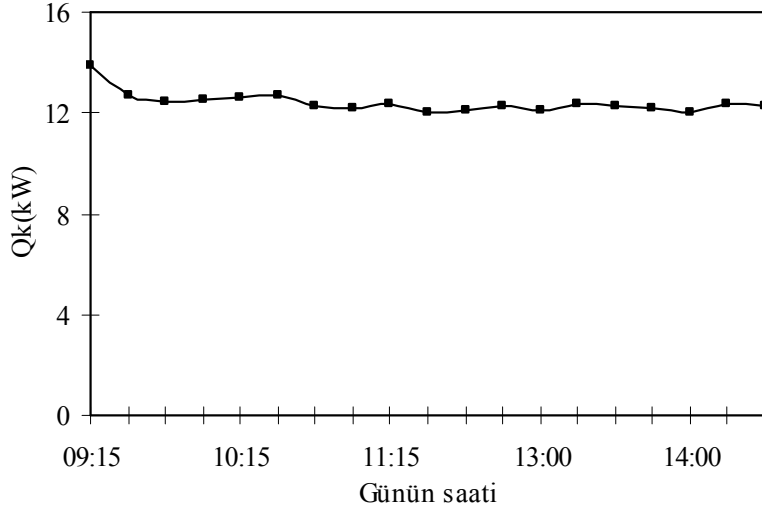
Şekil 4.31. Ocak ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir



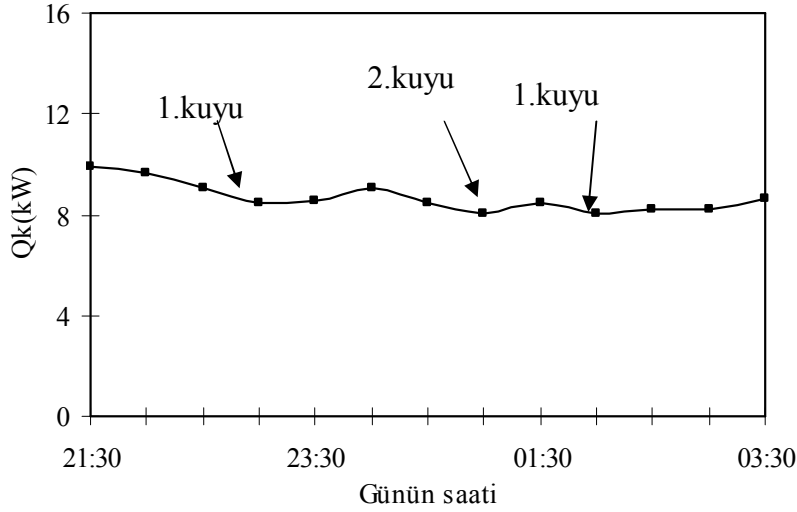
Şekil 4.32. Şubat ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir.



Şekil 4.33. Mart ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir.

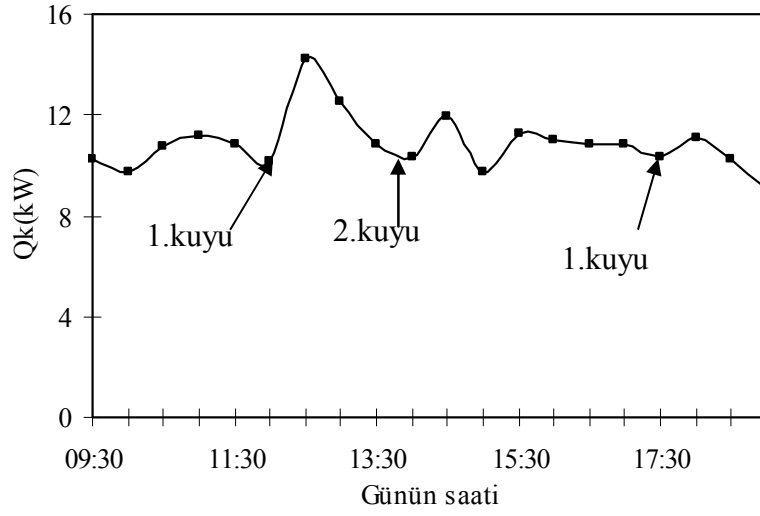


Şekil 4.34. Nisan ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir.

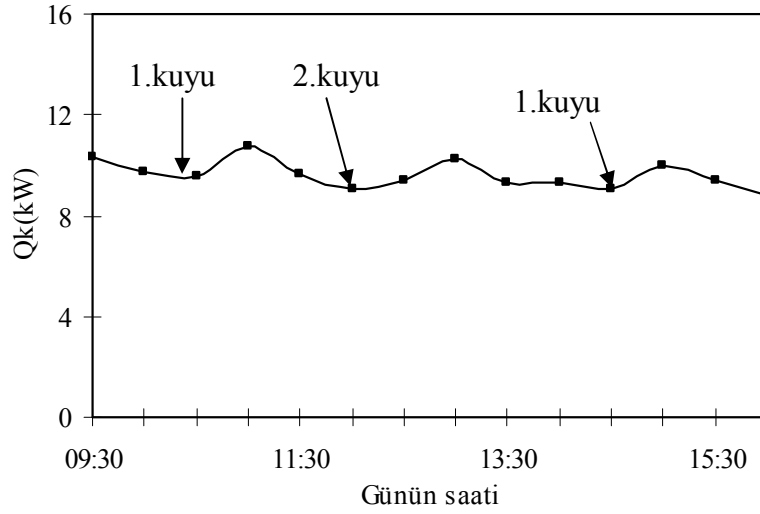


Şekil 4.35. Mayıs ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 10 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir.

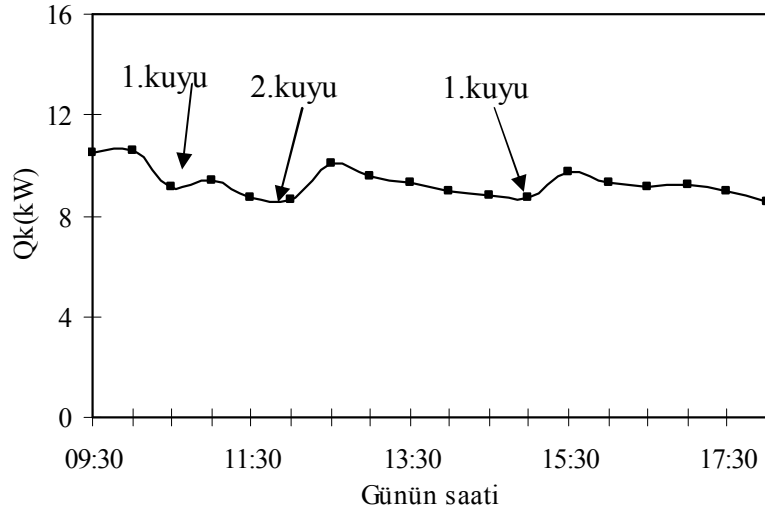
Toprak ısı değiştiricisine (TID) gönderilen su-antifriz debisi 20 lt/dk olarak alınmış ve Şekil 4.36'de Ocak ayı için, Şekil 4.37'de Şubat ayı için, Şekil 4.38 'de Mart ayı için, Şekil 4.39' de Nisan ayı için ve Şekil 4.40 'de Mayıs ayı için bir gün boyunca ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi verilmiştir.



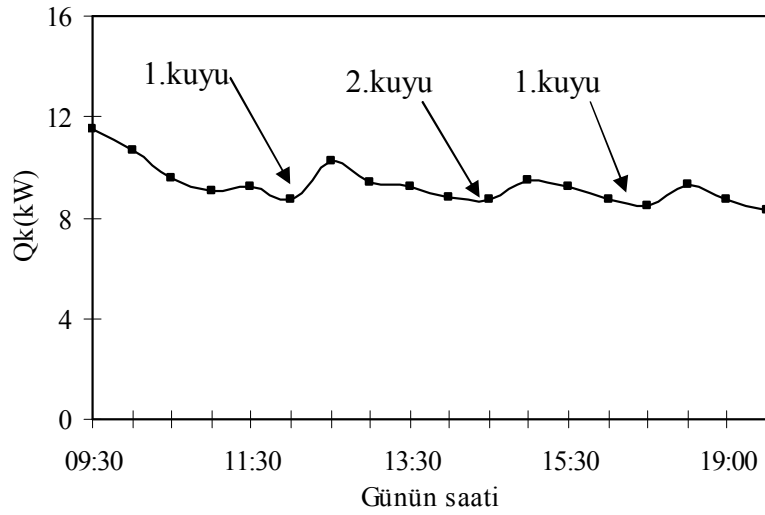
Şekil 4.36. Ocak ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir.



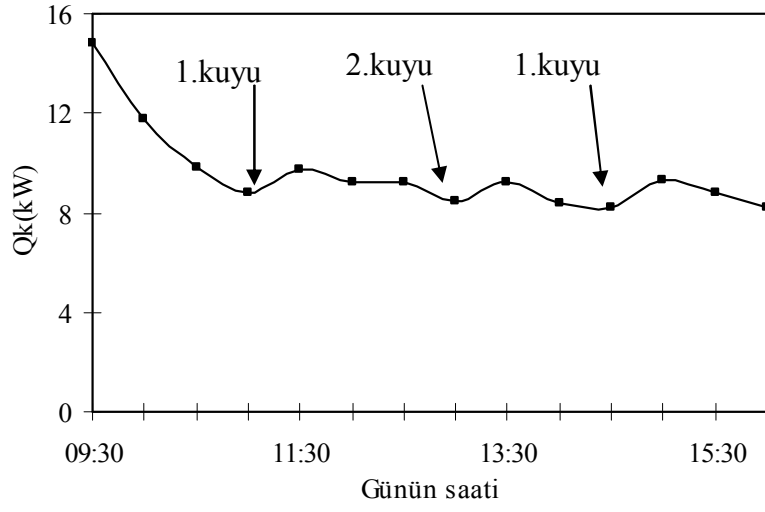
Şekil 4.37. Şubat ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir.



Şekil 4.38. Mart ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir.



Şekil 4.39. Nisan ayı içerisinde TID gönderilen su-antifiriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir.



Şekil 4.40. Mayıs ayı içerisinde TID gönderilen su-antifriz debisi 20 lt/dk alınarak ısıtma işlemi sırasında kondenser ısıtma yükünün değişimi gün saatine göre verilmiştir

5.SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) ile mahal ısıtılmasının incelenmesi amacıyla deneysel bir çalışma amaçlanmıştır. Yapılan deney ölçümlerine göre TKIP nın enerji analizi ve performans analizi yapılmıştır. Buna göre;

- 1) Gün boyunca ısıtma ihtiyacı ısı pompası ile karşılanırsa, ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı (COP ve COPs) kompresörün çektiği güç ile kondenser ısıtma kapasitesi değiştiği için (Şekil 4.5) değişmektedir (Şekil 4.2). Ortalama değerleri ise, COP= 2.4 ve COPs=2 olmaktadır.
- 2) Kondenserden su çıkış sıcaklığı gün boyunca istenen seviyede kalmıştır (yaklaşık ortalama $T_{ksç} = 50.21^{\circ}C$). Ayrıca ısıtma işlemi sırasında evaporatör çıkışında karışım sıcaklığı ise sürekli düşmektedir.
- 3) Karışım (su + antifriz) debisindeki artış ile ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı (COP ve COPs) artmaktadır.

Isı pompaları kullanılarak ısıtma sistemlerinin kurulması günümüzde dünyanın her yerinde özellikle soğuk iklim bölgelerinde cazip hale gelmiştir. TKIP sistemleri, gerekli iyileştirmeler yapıldığı takdirde yüksek performansları ve düşük enerji tüketimleri ile geleneksel ısıtma sistemlerine karşı çekici bir seçenek olacaktır. İlk maliyeti yüksek olmasına rağmen TKIP sistemlerinin, ülkemizde özellikle soğuk iklime sahip bölgelerde kullanımına önem verilmeli ve sistemin maliyetini düşürücü çalışmalar yapılmalıdır.

KAYNAKLAR

- Acar, Y., 1998. Simulation of vapour compression refrigeration cycle for a house hold refrigerator. M. S. Thesis in mechanical Engineering, METU, Ankara, 140.
- AFCESA 1999 Air Force Civil Engineer Support Agency. Ground Source Heat Pump, http://www.afcesa.af.mil/Directorate/CES/Mechanical/Tech_Data_Bul/grd-src-heat-pumps.html.
- Aral, F.Z., 1977. Mak.Yük.Müh.”Soğutma Makinist Klavuzu”
- ASHRAE Systems Handbook.1984 “Applied heat pump systemsé
- Ataman, H., Toprak Kaynaklı Bir Isı Pompası Tesisinin Tasarımı ve optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, 1991.
- Ayhan, T., Çomaklı, Ö. and Kaygusuz, K., 1992. Experimental investigation of the exergetic efficiency of solar assisted and energy storage heat pump systems. Energy Conves. Mgmt. 33 (3). 165–173.
- Bakırcı, K., Özyurt, Ö., Çomaklı, Ö. Ve Şahin, B., 2007. Soğuk iklim bölgesinde güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin deneysel incelenmesi. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi Bildiriler Kitabı, Basım aşamasında, 30 Mayıs–02 Haziran, Kayseri.
- Bileşik Oksijen Sanayi A.Ş., 2006. Soğutucu Gazlar Kocaeli, www.bos.com.tr (10.12.2006)
- Boissavy, C., 1997. Grounda Source Heat Pump Systems, Bölüm 14, International Summer School on Direct Appication of Geothermal Energy, Geothermal Dsitric Schmes (Editörler: K.Dimitrou, O.Mertoğlu ve K. Popouski), Course Text, Makedonya.
- Catan, M.A., and BAXter, V.D., 1985. An Optimized Ground-Coupled Heat Pump System Design for Northern Climate Appications, ASHRAE Transactions, PART 2b, VOL.91, Page:1185-1203.
- Couvillion, R. J., Field and Laboratory Simulation of Earth-Coupled Heat Pump Coils, ASHRAE Transaction, 2b, 91, 1326-1334, 1985
- Çomaklı, Ö., 1991. Güneş Kollektörlü Enerji Depolu Isı Pompası Sisteminin Deneysel ve Teorik İncelenmesi, Doktora Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Çomaklı, Ö., Çelik, C. and Erdoğan, S., 1999. Determination of Optimum Working Conditions in Heat Pumps Using Nonazeotropic Refrigerant Mixtures. Energy Conversion And Management , 40, 193-203
- Doğan, V., 1997. Isı Geri Kazanım ve Sudan Suya Isı Pompası Uygulması, II. Uluslar arası Yapı Teknolojisi Bilimi ve Yapıda Tesisat.
- Hepbaşı, A., 1985. “Isı Pompası sistemleri ve konut ısıtılması “ Yüksek Lisans Tezi.
- Hepbaşı, A., 1999. “Geleceğin Teknolojisi Yer Kaynaklı Isı Pompaları”4. Tesisat Kongresi.
- Herbas, T. B., Berlinck, E.C., Uriu, C.A.T., Marques, R.P. and Parise, J.A.R., 1993. Steady-state simulation of vapor compression heat pumps, Int. J. Energy Research, 17, 801-806.
- Hughes, P.J., Looms, L., O’neil, R.A. and Rizzuto, J., 1985. Results of the Residential Earth –coupled Heat Pump Dmonsration in Upstate New York, ASHRAE Transactions, part 2b, Vol.91, Page:1307-1325.

- IGSHPA, 1999. International Ground Source Heat Pump Association . Frequently Asked Questions about GHP, www.igshpa.okstate.edu, 5 page.
- Kavanaugh, S.P., 1984. "Simulation and experimental verification of vertical. Ground coupled heat pump systems". Doktora Tezi, Oklahoma Eyalet Üniversitesi.
- Kavanaugh, S.P., 1997. "Ground Source Heat Pump-Design of geometrical systems for commercial and institutional building" Atlanta.
- Kavanaugh, S.P., 1998. Development of Design Tools for Ground-Source Heat Pump Piping, ASHRAE Transactions, Part 1b, VOL.104, PAGE:1932-1937.
- Khan, J.R. and Zubair, S., 1999. Design and performance evaluation of reciprocating refrigeration systems. Int. J. of Refrig., 22, 235–243. Khan, J.R. and Zubair, S.M., 2000. Design and rating of an integrated mechanical subcooling vapour compression refrigeration system. Energy Conv. and Management, 41, 1201–1222.
- Kopac, M. and Zemher, B., 2006. Effect of saturation-temperature on the performance of a vapour-compression refrigeration-cycle working on different refrigerants using exergy method. Int. J. of Energy Research, 30(9), 729-740.
- Michael Hughes H., 2001. New Refrigerants for Applied Heat Pumps ASHRAE Part(2), 613-616.
- 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.
- O'Neill, D.Z., Spitler, D.J. and Rees, J.S., 2006 Performance Analysis of Standing Column Well Ground Heat Exchanger Systems ASHRAE Part(2), 633-643.
- Orkustofnun, I.F., 1998. Geothermal Direct Use Around the World, Geothermal Bulletin, geothermal Resources Council, Vol.27, No:8, Page: 235-239, kısım.
- Ouzzia, B. and Snelson, W.K., 1994. Predicting system performance of alternative refrigerants using a water–water heat pump. ASHRAE Trans., 100 (2), 140–146.
- Özyurt, Ö., 2002, Isı pompaları ve süt pastörizasyonu , Doktora Tezi, Atatürk Üniv. Fen Bil. Enstitüsü Mak. Müh. Ana Bilim Dalı, Erzurum, (sayı).
- Özyurt, Ö., Bakırcı, K., Ekinci, D.A. ve Çomaklı, K., 2007. Erzurum’da toprak kaynaklı ısı pompasının deneysel incelenmesi. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi Bildiriler Kitabı, Basım aşamasında, 30 Mayıs–02 Haziran, Kayseri.
- Pala, M. ve Devres, Y. O., 1987, Isı pompaları: Kuramı, çeşitleri ve uygulama alanları. Mühendis ve Makina Derg., 28, s 7-15
- Partin, J.R., 1985. Sizing the Closed-Loop earth Coupling for Heat Pumps, ASHRAE Transactions, Part 2a, Vol. 91, PAGE:61-69.
- Pıhtılı, K., Yıldız, C. ve Biçer, Y., 1993. Isı pompası optimizasyonu. 9. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi Bildiriler Kitabı, cilt 1, 20-22 Eylül Elazığ, 458-466.
- Spiker E.H., , Ground-coupled heat-pump loop design using thermal-conductivity testing and the effect Of different backfill materials on vertical bore length. ASHRAE Transactions, 104(1B):775–9, 1998.
- Sulatsky, M.T., and Vander Kamp, G., 1991. Ground-Source Heat Pumps in the Canadian Prairies, ASHRAE Transaction, Part 1 VOL. 97, PAGE:374-385.
- Taner, K., 1986. "Heat recovery from the soil by using heat pumps" Isı Pompası 1. Türk-Alman Ortak sempozyumu (Ock). TS 10055; Mart 1992. Isı pompaları-makinik tahrikli-sudan suya tip.

- TS pr EN 255-2; Nisan 1996. Isı pompaları elektrik enerjisi ile tahrik edilen kompresörle çalışan-ısıtma veya soğutma amacı ile kullanılan havdan/suya ısı pompalar, deneyler ve işaretleme kuralları.
- TS pr EN 255-3; Nisan 1996. Isı pompaları elektrik enerjisi ile tahrik edilen kompresör ile çalışan- ısıtma veya soğutma amacıyla kullanılan sudan/suya veya tuzlu sudan-suya ısı pompaları deneyler ve işaretleme kuralları.
- TS pr EN 255-4; Eylül 1996. Isı pompaları elektrik enerjisi ile tahrik edilen kompresör ile çalışan- ısıtma veya soğutma amacıyla kullanılan havadan / havaya ısı pompaları deneyler ve işaretleme kuralları.
- TSE, Türk Standartları Enstitüsü. 1998. TS Kataloğu, Ankara, Böl. 1 ve 2, 1076 ve 688 sayfa.
- TS pr EN 255-6; 15.10.1996. Isı pompaları elektrik enerjisi ile tahrik edilen kompresör ile çalışan- ısıtma veya ısıtma/soğutma amacıyla kullanılan bölüm 6: kullanma sıcak suyu ısıtmada kullanılan ısı pompaları- tarifler deneyler ve işaretleme kuralları
- TS pr EN 255-7; 09.03.1996. Isı pompaları elektrik enerjisi ile tahrik edilen kompresör ile çalışan- ısıtma veya ısıtma/soğutma amacıyla kullanılan bölüm 6: kullanma sıcak suyu ısıtmada kullanılan ısı pompaları- hava kaynaklı gürültü için ölçülmesi- ses gücü seviyesinin tayin edilmesi.
- TS EN 378-1; 07.11.1995. soğutma sistemleri ve ısı pompaları güvenlik ve çevre kuralları bölüm1: temel kavramlar.
- TS EN 378-2; 07.11.1995. soğutma sistemleri ve ısı pompaları güvenlik ve çevre kuralları bölüm2: genel tarifler.
- TS pr EN 378-9; 28.03.1996. soğutma sistemleri ve ısı pompaları güvenlik ve çevre kuralları bölüm9: soğutucu akışkanlara akrşı şahsi koruyucu donanım.
- TS 9339; 26.04.1991. ısı pompaları- mekanik tahrikli sınıflandırma ve çalışma esasları
- TS9340 EN 255-1; 03.12.1996. ısı pompaları elektirik enerjisi ile tahrik edilen kompresör ile çalışan ısıtma veya ısıtma/soğutma amacı ile kullanılan bbölüm1: terimler, tarifler ve adlandırma
- TS9607; 26.11.1991. ısı pompaları- mekanik tahrikli- havadan-havaya tip.
- TS9971; 03.10.1992. ısı pompaları- mekanik tahrikli- havadan-havaya tip.
- TsprEN 12263; 16.12.1997. soğutma sistemleri ve ısı pompaları- basıncın sınıflandırılmasında kullanılan emniyet cihazları- özellikler ve tip deneyler.
- WEC 1997). WEC, Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi, 1997. Enerji İstatistikleri Türkiye 7. Enerji Kongresi, 197-284
- Yılmaz, T. Ve Aydın, K., 1985. Isı pompalarının teorik modellemesi. Isı Bilimi ve Tekniği 5. Ulusal Kongresi, 18-22 Eylül, Bildiri Kitabı, 1, 329-340.

EKLER

EK -1

- Geothermal Heat Pump Consortium, Inc. (GHPC) <http://www.geoexchange.org>.
- International Ground Source Heat Pump Association (IGSHPA) <http://www.igshpa.okstate.edu>
- American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers(ASHRAE) <http://www.ashrae.org>
- National Rural Electric Cooperative Association (NRECA) <http://www.nreca.org>
- Environmental Protection Agency (EPA) <http://www.epa.gov/energystar.html>
- Federal Energy Management Program <http://www.eren.doe.gov/femp>
- Canadian Earth Energy Association ceea@earthenergy.org. [www. Earthenergy.org](http://www.earthenergy.org)
- U.S.Department of Energy <http://www.doe.gov>
- Sheet Metal and Air Conditioning Contractors'National Assciation (SMACNA) [http://www.smacna .org](http://www.smacna.org)

EK-2

Türk Standartları Enstitüsü(TSE) tarafından ısı pompaları ile ilgili olarak 14 adet standart hazırlanmıştır(TSE 1998).

- TS 10055; ısı pompaları –mekanik tahrikli-sudan suya tip.
- TS pr EN 255-2; ısı pompaları elektrik enerjisiyle tahrik edilen kompresör ile çalışan-ısıtma veya soğutma amacıyla kullanılan havadan/suya ısı pompaları, deneyler ve işaretleme kuralları.
- TS pr EN 255-3; Isı pompaları elektrik enerjisi ile tahrik edilen kompresör ile çalışan-ısıtma veya soğutma amacıyla kullanılan sudan/suya veya tuzlu sudan-suya ısı pompaları deneyler ve işaretleme kuralları.
- TS pr EN 255-4; Isı pompaları elektrik enerjisi ile tahrik edilen kompresör ile çalışan-ısıtma veya soğutma amacıyla kullanılan havadan / havaya ısı pompaları deneyler ve işaretleme kuralları.
- TS pr EN 255-6; Isı pompaları elektrik enerjisi ile tahrik edilen kompresör ile çalışan-ısıtma veya ısıtma/soğutma amacıyla kullanılan bölüm 6: kullanma sıcak suyu ısıtmada kullanılan ısı pompaları- tarifler deneyler ve işaretleme kuralları.
- TS pr EN 255-7; Isı pompaları elektrik enerjisi ile tahrik edilen kompresör ile çalışan-ısıtma veya ısıtma/soğutma amacıyla kullanılan bölüm 6: kullanma sıcak suyu ısıtmada kullanılan ısı pompaları- hava kaynaklı gürültü için ölçülmesi- ses gücü seviyesinin tayin edilmesi.
- TS EN 378-1; soğutma sistemleri ve ısı pompaları güvenlik ve çevre kuralları bölüm1: temel kavramlar.
- TS EN 378-2; soğutma sistemleri ve ısı pompaları güvenlik ve çevre kuralları bölüm2: genel tarifler.
- TS pr EN 378-9; soğutma sistemleri ve ısı pompaları güvenlik ve çevre kuralları bölüm9: soğutucu akışkanlara karşı şahsi koruyucu donanım.
- TS 9339; ısı pompaları- mekanik tahrikli sınıflandırma ve çalışma esasları

- TS9340 EN 255-1; ısı pompaları elektrik enerjisi ile tahrik edilen kompresör ile çalışan ısıtma veya ısıtma/soğutma amacı ile kullanılan bölüm1: terimler, tarifler ve adlandırma.
- TS9607; ısı pompaları- mekanik tahrikli- havadan-havaya tip.
- TS9971; ısı pompaları- mekanik tahrikli- havadan-havaya tip.
- TsprEN 12263; soğutma sistemleri ve ısı pompaları- basıncın sınıflandırılmasında
- kullanılan emniyet cihazları- özellikler ve tip deneyler.
- Bu standartlardan sadece ikisi (TS prEN 255-3 ve Ts 10055) TKIP'ları ile ilgili olup bu standartlar genel olarak şunları içerir.

TS 10055

Konu

Bu standart, mekanik tahrikli, sudan–suya tip ısı pompalarının tarifine, sınıflandırma ve özelliklerine, numune alma, muayene ve deneyleri ile piyasaya arz şekline dairdir.

Kapsam

Bu standart, mekanik olarak (elektrik motoru) içten yanmalı motor gibi döner bir mil tarafından tahrik edilen ve ısı kaynağı ünitesinden muayyen bir miktar ısı çekerek daha yüksek bir sıcaklıkta ısı kullanım ünitesinde suyun ısıtılmasını temin eden sudan suya tip ısı pompası ünitesiyle irtibat kanalı ve ağızlarını, su boru ve bağlantılarını kapsar.

TS 255-3

Bu standart, elektrik enerjisiyle tahrik edilen kompresörle çalışan, sudan/suya ve ısı aktaran ısı pompalarını; ısı pompalarının ısıtma ve ısıtma/soğutma amacıyla kullandıklarında deney metotlarını belirler ve performans raporlarının hazırlanması esaslarını kapsar.

Bu standart sudan/suya pompaları ile ilgili;

-Terimler ve tarifleri

-Deney tesislerini

-Deney şartlarını

-Deney metotlarını

-Değerlendirme esaslarını

-Ek deneyleri

-İşaretleme kurallarını

-Deney raporlarının düzenlenmesi esaslarını kapsar.

ÖZGEÇMİŞ

1977 yılında Erzurum da doğdu.1995-98 yılları arasında Atatürk Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım makineleri Bölümünde Eğitim aldı.1998 yılında girdiği Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden 2002 yılında mezun oldu. 2002-2003 yıllarında Aygaz LPG tank tasarımı ve montajı, Erzurum ve bölge, 2003-2004 yıllarında da Aktes Isı Sanayi Doğu Anadolu Bölge Müdürlüğü,2004-2006 yılında bakü Tiflis Ceyhan boru hattı projesinde HVAC Şantiye şefliği yaptı, 2006 yılında girdiği baymak bölge müdürlüğü görevini halen yürütmektedir. 2002 yılında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Termo Dinamik Anabilim Dalında Yüksek Lisans eğitimine başladı ve halen öğrenimine devam etmektedir.