

**TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ
PERFORMANS ANALİZİ**

Derya ÇOLAK

Y. Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doç. Dr. Kadir BAKIRCI

2012

Her Hakkı Saklıdır

ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Y.LİSANS TEZİ

**TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ
PERFORMANS ANALİZİ**

Derya ÇOLAK

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ERZURUM
2012

Her Hakkı Saklıdır

ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Y.LİSANS TEZİ

**TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ
PERFORMANS ANALİZİ**

Derya ÇOLAK

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ERZURUM
2012

Her Hakkı Saklıdır



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ ONAY FORMU


TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ PERFORMANS ANALİZİ

Doç. Dr. Kadir BAKIRCI danışmanlığında, Derya ÇOLAK tarafından hazırlanan bu çalışma 27/02/2012 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak **oybirliği** ile kabul edilmiştir.

Başkan : Doç.Dr. Kadir BAKIRCI

İmza : 

Üye : Doç.Dr. Süleyman KARSLI

İmza : 

Üye : Yrd.Doç.Dr. Ömer ÖZYURT

İmza : 

(imza)

Yukarıdaki sonucu onaylıyorum

Prof. Dr. İhsan EFEOĞLU
Enstitü Müdürü

ÖZET

Y. Lisans Tezi

TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ PERFORMANS ANALİZİ

Derya ÇOLAK

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Kadir BAKIRCI

Isıtma ve soğutma sistemlerinin önemi gün geçtikçe artmaktadır. Geleneksel ısıtma ve soğutma sistemlerine alternatif olan ısı pompası sistemi, son yıllarda en çok rağbet gören sistemler arasındadır. Isı pompası sistemlerinin konut ısıtılması ve soğutulmasında kullanımı, doğal kaynakları korumak ve çevre kirliliğini azaltmak için önemlidir. Ayrıca, ısı pompaları geleneksel sistemlere kıyasla ısı enerjisi giderini azaltmaktadır.

Bu çalışmada, Erzurum ilinde dikey toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performansı deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler, 2009-2010 yılı ısıtma sezonunda (Aralık, Ocak, Şubat, Mart ve Nisan aylarında) yapılmıştır. Deneysel çalışmalar sonucunda ısı pompası ve sistemin performans katsayıları sırasıyla yaklaşık 2.6 ve 2.2 olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak, soğuk ilkim bölgesinde olan Erzurum ilinde dikey toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin kullanılabilmesi belirlenmiştir.

2012, 53 sayfa

Anahtar Kelimeler: Toprak kaynaklı ısı pompası, ısı pompası, dikey toprak kaynaklı ısı pompası

ABSTRACT

MS Thesis

PERFORMANCE EVALUATION OF GROUND SOURCE HEAT PUMP SYSTEM

Derya ÇOLAK

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

Supervisor: Assoc. Prof Dr. Kadir BAKIRCI

The importance of heating and cooling systems is increasing every day. The heat pump systems which are an alternative to traditional heating and cooling systems are among the most popular systems in recent years. Using in residential heating and cooling to the heat pump system is important to conserve natural resources and reduce environmental pollution. Also, the heat pumps are reducing the heating energy cost in comparison with conventional systems.

In this study, the performance of the vertical ground source heat pump system was experimentally investigated in the province of Erzurum. The experiments were carried out (in the months of December, January, February, March and April) in the heating season of 2009-2010. It was calculated from the experimental results that the coefficient of performance of the heat pump and system in average are approximately 2.6 and 2.2, respectively. In conclusion, it was determined that the vertical ground source heat pump system could be used in the province of Erzurum with cold climate.

2012, 53 pages

Keywords: Ground source heat pump, heat pump, vertical ground source heat pump

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım esnasında, yardımlarından dolayı tez yöneticim Sayın Doç. Dr. Kadir BAKIRCI'ya en içten teşekkürlerimi sunarım.

Deneysel çalışmalarımda ve tezin hazırlanması esnasında katkı ve yardımları nedeniyle Elk. Elctr. Yük. Müh. Sayın Çağlar TATYÜZ'e ve Mak. Müh. Sayın Semra POLAT'a, emeği geçen arkadaşlarıma ve aileme çok teşekkür ederim.

Derya ÇOLAK

Ocak, 2012

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER DİZİNİ.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER	14
2.1. Isı Pompaları.....	14
2.1.1. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompaları	15
2.1.2. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının termodinamiği	19
2.1.3. Isı pompası uygulamaları.....	24
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	25
3.1. Deneysel Çalışma	25
3.1.1. Toprak ısı değiştiricisi	26
3.1.2. Isı pompası.....	27
3.1.2.a. Isı pompası gaz devresi.....	27
3.1.2.b. Isı pompası su devresi.....	31
3.1.2.c. Sıcaklık ölçüm ve kontrol elemanları	32
3.2. Deneyin Yapılışı	33
3.3. Sistemin Deneysel Verilerinin Değerlendirilmesi	34
4. ARAşTIRMA BULGULARI ve TARTIşMA	36
5. SONUÇ	49
KAYNAKLAR	51
ÖZGEÇMİş	54

SİMGELER DİZİNİ

ASKID	Aşırı soğutma kızdırma ısı değiştiricisi
c	Özgöl ısı (kJ/kgK)
COP	Isı pompasının performans katsayısı (boyutsuz)
COP _s	Tüm sistemin performans katsayısı (boyutsuz)
$\cos(\varphi)$	Güç faktörü (boyutsuz)
h	Özgöl entalpi (kJ/kg)
I	Akım (amper)
\dot{m}	Debi (kg/s)
Q_{kon}	Kondenserden atılan ısı miktarı (kW)
Q_e	Evaporatörün çektiği ısı miktarı (kW)
T	Sıcaklık (°C veya K)
TID	Toprak ısı değiştiricisi
TKIP	Toprak kaynaklı ısı pompası
V	Gerilim (volt)
W_{kom}	Kompresörün sıkıştırma ısı (kW)

Alt indisler

a	Antifriz-su (ısı taşıyıcı akışkan)
\mathcal{C}	Çıkış
e	Buharlaştırıcı
g	Giriş
IP	Isı pompası
kom	Kompresör
kon	Yoğusturucu
p	Sirkülasyon pompası
s	Su
S	Sistem

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Ters Carnot çevrimli ısı pompasının T-s diyagramı	19
Şekil 2.2. İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrimin şematik resmi ve T-s diyagramı	21
Şekil 2.3. İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrimin P-h diyagramı	22
Şekil 2.4. Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimin P-h diyagramı ve hal değişim noktaları.....	23
Şekil 3.1. Deney sisteminin tesisat şeması	25
Şekil 3.2. Deney sisteminin bina içi görünümü	26
Şekil 3.3. Toprak ısı değiştiricisinin paralel ve seri bağlantısının montaj resmi	27
Şekil 3.4. Gaz devresinin şematik resmi	28
Şekil 3.5. Deney sisteminden bir görünüş	30
Şekil 4.1. Aralık ayında ısı pompasının (COP) ve sistemin (COP _S) performans katsayılarının gün boyunca değişimi (ASKID var).....	38
Şekil 4.2. Ocak (20 Ocak) ayında ısı pompasının (COP) ve sistemin (COP _S) performans katsayılarının gün boyunca değişimi (ASKID var)	39
Şekil 4.3. Şubat ayında ısı pompasının (COP) ve sistemin (COP _S) performans katsayılarının gün boyunca değişimi.....	39
Şekil 4.4. Mart ayında ısı pompasının (COP) ve sistemin (COP _S) performans katsayılarının gün boyunca değişimi.....	40
Şekil 4.5. Nisan ayında ısı pompasının (COP) ve sistemin (COP _S) performans katsayılarının gün boyunca değişimi.....	40
Şekil 4.6. Aralık ayında kondensere suyun giriş-çıkış sıcaklıkları ve buharlaştırıcıya ısı taşıyıcı akışkanın giriş-çıkış sıcaklıklarının gün boyunca değişimi (ASKID var)	41
Şekil 4.7. Ocak ayında kondensere suyun giriş-çıkış sıcaklıkları ve buharlaştırıcıya ısı taşıyıcı akışkanın giriş-çıkış sıcaklıklarının gün boyunca değişimi (ASKID var)	41
Şekil 4.8. Şubat ayında kondensere suyun giriş-çıkış sıcaklıkları ve buharlaştırıcıya ısı taşıyıcı akışkanın giriş-çıkış sıcaklıklarının gün boyunca değişimi	42

Şekil 4.9. Mart ayında kondensere suyun giriş-çıkış sıcaklıkları ve buharlaştırıcıya ısı taşıyıcı akışkanın giriş-çıkış sıcaklıklarının gün boyunca değişimi	42
Şekil 4.10. Nisan ayında kondensere suyun giriş-çıkış sıcaklıkları ve buharlaştırıcıya ısı taşıyıcı akışkanın giriş-çıkış sıcaklıklarının gün boyunca değişimi	43
Şekil 4.11. Aralık ayında kondenserden alınan gücün (\dot{Q}_{kon}), evaporatörden çekilen gücün (\dot{Q}_e) ve kompresörün çektiği gücün (\dot{W}_{kom}) gün boyunca değişimi (ASKID var)	43
Şekil 4.12. Ocak ayında kondenserden alınan gücün (\dot{Q}_{kon}), evaporatörden çekilen gücün (\dot{Q}_e) ve kompresörün çektiği gücün (\dot{W}_{kom}) gün boyunca değişimi (ASKID var)	44
Şekil 4.13. Şubat ayında kondenserden alınan gücün (\dot{Q}_{kon}), evaporatörden çekilen gücün (\dot{Q}_e) ve kompresörün çektiği gücün (\dot{W}_{kom}) gün boyunca değişimi	44
Şekil 4.14. Mart ayında kondenserden alınan gücün (\dot{Q}_{kon}), evaporatörden çekilen gücün (\dot{Q}_e) ve kompresörün çektiği gücün (\dot{W}_{kom}) gün boyunca değişimi	45
Şekil 4.15. Nisan ayında kondenserden alınan gücün (\dot{Q}_{kon}), evaporatörden çekilen gücün (\dot{Q}_e) ve kompresörün çektiği gücün (\dot{W}_{kom}) gün boyunca değişimi	45
Şekil 4.16. Ocak ayında ASKID kullanılması ve kullanılmaması durumunda ısı pompası performans katsayısının (COP) gün boyunca değişimi	46
Şekil 4.17. Ocak ayında ASKID kullanılması ve kullanılmaması durumunda tüm sistemin performans katsayısının (COP _s) gün boyunca değişimi	46
Şekil 4.18. Ocak ayında ASKID kullanılması ve kullanılmaması durumunda kondenserden çekilen gücün (\dot{Q}_{kon}) gün boyunca değişimi	47
Şekil 4.19. Ocak ayında ASKID kullanılması ve kullanılmaması durumunda evaporatörden çekilen gücün (\dot{Q}_e) gün boyunca değişimi	47
Şekil 4.20. Ocak ayında ASKID kullanılması ve kullanılmaması durumunda kompresörün çektiği gücün (\dot{W}_{kom}) gün boyunca değişimi	48

Şekil 4.21. Ocak ayında ASKID kullanılması ve kullanılmaması durumunda
kondenser su giriş ve çıkış sıcaklıklarının gün boyunca değişimi 48

1. GİRİŞ

Enerji tüketimi, insanların yaşam seviyelerinin artması ve ülkelerin endüstrileşmesi ile direkt olarak ilgilidir. Dünya nüfusu ve yaşam standardının artmasından dolayı enerji tüketimi de büyük ölçüde artmaktadır. Bu enerji ihtiyacı, yeni enerji kaynaklarının belirlenip geliştirilmesini ve enerjinin daha verimli kullanılmasını gerekli kılmaktadır. Mevcut olan enerjinin daha ekonomik olarak kullanılması ve atık enerjinin yeniden kazanılmasında tercih edilen en önemli sistem olarak ısı pompası sistemleri gösterilebilir.

Ülkelerin elektrik enerjisi tüketiminin çoğu konutların ısıtılması ve soğutulması harcamaları için kullanılmaktadır. Tüketicilerin elektrik talepleri, teknolojinin gelişmesiyle sürekli artmaktadır. Güney iklimlerde, konutların ısıtılması ve iklimlendirilmesinde, hava kaynaklı ısı pompası (HKIP) daha ekonomiktir. Ancak, bu ısı pompalarının performansları büyük oranda çalışacağı bölgeye bağlıdır. Düşük dış ortam sıcaklıklarında HKIP'in performansı önemli oranda düştüğü için soğuk iklimlerde bu tür ısı pompalarının kullanımını sınırlandırmaktadır.

Toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) sistemleri (jeotermal ısı pompası sistemleri, yer enerji sistemleri ve yer ısı değiştiricisi sistemleri olarak da adlandırılabilirler) konut ısıtma, ticari tip ısıtma ve soğutma uygulamaları için alternatif enerji sistemleri olarak son on yıldan itibaren yaygın biçimde kullanılmaya başlanılmıştır. TKIP uygulamaları, ASHRAE tarafından jeotermal enerji kaynaklarının üç kategorisinden biri olarak tanımlanmıştır. Bu kategoriler: (1) yüksek sıcaklık ($>150^{\circ}\text{C}$) elektrik gücü üretimi, (2) orta – düşük sıcaklık ($<150^{\circ}\text{C}$) direkt kullanımlar, (3) TKIP uygulamaları (genellikle $<32^{\circ}\text{C}$) (ASHRAE, 1989). TKIP'lar, toprağın içindeki sıcaklığın kararlı değişmesi ve soğuk iklimlerde performansını yüksek seviyede tutması nedeniyle enerjinin kullanımında daha etkili sonuçlar ortaya çıkarır. Bu sebeplerden dolayı birçok ülkede TKIP kullanımı ısıtma–havalandırma ve iklimlendirme endüstrisi (HVAC) tarafından desteklenmektedir. 2000'li yıllardan önce TKIP'ların kullanımının az olmasının başlıca

nedenleri; toprak ısı değiştiricisinin (TID) kesin bir projelendirilme usulünün tam anlamıyla ortaya konulamaması, ortaya çıkan TID tasarım programlarının da tam olarak kurulacak sistemin toprak ve iklim şartlarını karşılayamaması ve TID'in yüksek maliyetli olması seklinde sıralanabilir.

Isı pompalarının ilk yatırım maliyetleri, diğer ısıtma sistemlerine oranla daha yüksektir. Fakat uzun dönemde ısıtma faturalarının daha düşük olması, bu sistemlerin kullanımını cazip kılmaktadır. Yüksek ilk yatırım maliyetine rağmen, ısı pompalarının kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır. Isı pompaları ve klima sistemlerinin mekanik parçaları aynıdır. Bu nedenle bir yerin ısıtma ve soğutmasını ayrı sistemlerle yapmak ekonomik değildir. Aynı sistem kışın ısıtma amacıyla, yazın da soğutma amacıyla kullanılabilir. Bunun için sisteme bir dönüştürme vanası koymak yeterlidir. Isı pompasının bu özelliği, diğer sistemlere göre önemli bir üstünlüğüdür (Çengel and Boles 1989).

Bilindiği üzere soğutma makinelerinde soğutulacak ortamdaki alınan ısı ile kompresörden akışkana aktarılan enerji, yoğuşturucudan (kondenserden) dış ortama atılmaktadır. Yani soğutma devresinde soğutma işleminin, buharlaştırıcının (evaporatörün) bulunduğu yerde sağlanmaktadır. Isı pompalarında ise, dışarıya atılan ısı enerjisinden faydalanılmaktadır. Isı pompasında ısıtma işleminin, kondenserin bulunduğu yerde sağlanmakta olup, soğutma devresinden tek farkı amacın başka elemanlarla gerçekleştirilmesidir (Dağsöz 1981).

Isı pompasının basit prensibi ilk olarak 1824 yılında Sadi Carnot tarafından öne sürülmüştür. Bu teoriden 26 yıl sonra 1850 yılında Lord Kelvin ısıtma için soğutma makinelerinin kullanılabilabileceğini 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, 1930 yılında İskoç 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'lerde ısı pompasına azda olsa ilgi artmış, ancak petrol fiyatlarının gerilemesi ve bazı işletim zorluklarından dolayı fazla rağbet görmemiştir.

Lord Kelvin (1852) ısı kaynağı olarak topraktan yararlanarak faydalı ısı veren bir makineyi gerçekleştirmek için, 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 ısı kaynağı olarak nehir suyu, iş yapan akışkan olarak R12 ve bir rotorlu kompresör kullanılmıştır. Zürih belediye binasının ısıtılmasını sağlayan bu ısı pompası 175kW 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 gösterilmiştir. Serpantin korozyon sorunları, toprak serpantinlerini kullanışsız kılmış ve toprak kaynaklı ısı pompalarının gelişimini zorlaştırmıştır. Daha sonraları, plastik borular kullanılarak korozyon sorunları giderilmiş ve TKIP sistemleri üzerine araştırmalar hızlanmıştır (Couvillion, 1985). Amerika'da, TKIP sı teknolojisine olan ilgi, 1940–50 yılları arasında ortaya çıkmıştır. O yıllarda, sisteme uygun olan boru malzemeleri sınırlı olduğundan ve doğalgaz maliyetlerinin düşük olması nedeniyle TKIP'nin gelişimi azalmıştır.

Ev ısıtması için kullanılan ilk ısı pompalarından biriside İngiltere 'de Summer tarafından kendi evinde başarılı bir şekilde kurulmuştur. Isı kaynağı, atmosferden sağlanmıştır. İlk birkaç yıllık çalışmadan sonra 1m derinlikteki topraktan su çekilmeye başlanmıştır. Bu sistemin performans 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 136lt'lik su tankları kullanılmıştır. Kış aylarında 0.7kW, 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 31kW'lık bir dizel motoru tahrik edilerek, ortalama performans 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 performans 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 olup, günümüzde ise hemen her yerde bu sistem ile karşılaşmaktadır.

Toprak kaynaklı ısı pompası teknolojisi, 1973 petrol ambargosu süresince, İsviçre'de tekrar ivmelenmiştir. Bir kaç yıl sonra Oklohoma State University de bir araştırma programı başlatılarak günümüze kadar gelişimini devam ettirmiştir.

Hughes *et al.* (1985) sadece 14 000 TKIP'sının Amerika da kurulduğu tahmin edilmektedir Bu gelişmelere paralel olarak, İsveç'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).

Partin (1985) çalışmasında, ısı pompaları için kapalı çevrimli toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılması üzerine bir çalışma yapmış ve belirli bir toprak kaynağı için toplam iletkenliğin ölçülmesiyle ilgili olarak bir yöntem vermiştir. Counvillion (1985) çalışmasında toprak ısı değiştiricisinin laboratuarda simülasyonunu yapmıştır.

Hugnes *et al.* (1985) çalışmalarında New York şehrinin dışında konutlara yönelik toprak kaynaklı ısı pompalarının teknik ve ekonomik potansiyelini değerlendirmek amacıyla yapılan projeden elde edilen sonuçları vermişlerdir. Bu çerçevede, ısıtma/soğutma performansı 1982-1984 yılları süresince gözlenmiştir.

Franck and Berntsson (1985), 10-40 m derinliğe kadar düşey borular kullanarak, toprakta mevsimsel depolama ile güneş destekli ısı pompaları alanında İsveç'te yürütülen büyük bir araştırma programı kapsamında, iki deneysel tesisten elde ettikleri bazı temel sonuçları sunmuşlardır.

Hepbaşı (1985) çalışmasında, ısı kaynağı olarak topraktan yararlanarak, toprak-su/ısı pompası sistemi ile konut ısıtılması üzerine araştırma yapmıştır. Projelendirmeye esas olan tek katlı ve toprak ısı değiştiricilerinin yerleştirilmesine uygun, yeterli toprak alanı bulunan binaya döşmeden ısıtma metodu uygulanmıştır. Bu çalışmada, hem yatay hem de düşey toprak-ısı değiştiricisi tasarımı yapılmış ve bu iki farklı yöntemin birbirine göre üstünlükleri incelenmiştir.

Kavanaugh (1989) çalışmasında, güney iklimlerde toprak ve su kaynaklı ısı pompalarının tasarımına yönelik esasları geliştirmiş. Bu sistemlerin uygun şekilde kurulduğu takdirde, verimli ve güvenilir olduğunu belirtmiştir. Ayrıca, piyasadaki mevcut sistemler ile kıyaslandığı zaman, esneklik, performans ve ekonomik bakımından ilgi çekici olduğunu vurgulamıştır.

Safemazandarani *et al.* (1990) direk genleşmeli toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin simülasyonu için, matematiksel bir model geliştirmiştir. Ayrıca, toprak (veya su) ısı değiştiricisinin tasarımı üzerine çeşitli çalışmalar yapılmıştır.

Martin (1990), serme tip tek borulu TID olan ısı pompası sisteminin tasarlanmasında kullanılan parametrelerdeki değişimin etkisini incelemek üzere teorik ve deneysel çalışma yapmıştır. Mei and Baxter (1990) çalışmalarında, kurmuş oldukları deney düzeneğinde direk genleşmeli toprak ısı değiştiricisinin bazı yarar ve sakıncalarını deneysel olarak belirlemişlerdir.

Kavanaugh *et al.* (1990) ısı kaynağı ve ısı kuyusu olarak nehir suyunun kullanıldığı su/hava ısı pompalarının işletilmesini incelemiştir. Ayrıca, ısı pompasının seçimi, pompalama sistemleri, boru hattı yerleşimi ve nehir boyut/derinlik karakteristikleri ile ilgili önerilerde bulunmuştur.

Sulatisky and Van Der Kamp (1991), Kanada'da konutlara yönelik olarak beş toprak kaynaklı ısı pompasını değerlendirmişlerdir. Beş-sekiz yıl arasında işletilen ısı pompası sistemleri, iki yılı aşkın bir periyot boyunca performans bakımından izlenmiştir.

Kavanaugh *et al.* (1992) tarafından, güney iklimlerinde düşey toprak kaynaklı ısı pompalarının kabul edilebilirliğini ve işletme karakteristiklerini belirlemek üzere çalışmalar yapılmıştır. Alabama'daki 150 m²'lik bir konutta kurulan ısı pompasının soğutma ve ısıtma performansı incelenmiştir.

Meloy (1992) Cowlitz ilçesi Adliye Sarayı'nın, indirek kuyu suyu soğutması olan kuyu kaynaklı ısı pompası sistemine dönüştürülmesi üzerine çalışmış olup, dönüşüm esnasında karşılaşılan sorunları belirtmiştir. Sistemin kurulduğu ilk yılda, enerji tüketiminde %22 azalma sağlanmıştır.

Rafferty (1992) yeraltı suyu sıcaklığı 22°C olan 360 ton (11 266 kW)'luk ve yeraltı suyu sıcaklığı 13°C olan 156 ton (549 kW)'luk, iki farklı yeraltı su kaynaklı ısı pompası sisteminden elde edilen sonuçları açıklamıştır. Tasarımı, işletme akışı ve iyileştirilmelerini irdelemiştir. Ayrıca, yeraltı su kimyası, iyi kuyu tasarımı ile kontrol, ısı pompası kapasite kontrolü ve devreye almanın önemli hususlar olduğunu belirtmiştir.

Abau-Ziyan *et al.* (1997) düşük sıcak kaynaklı uygulamalar için güneş destekli ısı pompalarını ele almıştır. Sistemde R22 ve R134a farklı akışkanları kullanılarak kondenserde 50-70°C sıcaklık aralığında ısı pompasının verimli çalıştığını göstermişlerdir.

Healy and Uğursal (1997) bir bilgisayar programı yaparak değişik sistem parametrelerinin, TKIP'in performansına olan etkisinin belirlenmesi üzerine çalışmışlardır. Kavanaugh (1998) bilinen yatay toprak kaynaklı ısı pompalarının bağlantı elemanları ve boru hatlarındaki basınç kaybı ile ilgili diyagramları vererek, boru hattı tasarımını incelemiştir.

Fleming (1998) 1987'nin sonbaharında, Shanghai' deki (Çin) bir ticari ofis binası (net iklimlendirme yüzey alanı 3 600 m², yapının ısıtma yükü 65.7 ton ve soğutma yükü 128.6 ton) için tasarlanan ve işletilen 130 ton'luk jeotermal ısı pompası sisteminin tasarımı ve işletilmesi üzerine çalışmıştır.

Yamankaradeniz and Horuz (1998) tarafından İstanbul şartlarında açık günler için, güneş enerjisi kaynaklı ısı pompasının teorik ve deneysel incelemesini yapmışlardır. Teorik ve deneysel sonuçların birbiriyle uyum içerisinde olduğunu tespit edilmiştir.

Leong *et al.* (1998) üç farklı toprak türü için beş değişik doyma derecesinde bilgisayar simülasyonu yapmışlardır. TKIP performansının büyük ölçüde toprağın nem içeriğine ve toprak türüne bağlı olduğunu, topraktaki nem azalısının TKIP'in performansını düşürdüğünü gözlemlemişlerdir.

Phetteplace ve Sullivan (1998) toprak ısı değiştiricisinin ve soğutma kulesinin birlikte kullanıldığı (böylece gerekli olan toprak ısı değiştiricisinin miktarının azaltıldığı) hibrit bir ısı pompasının performansını incelemişlerdir.

Spilker (1998) düşey toprak ısı değiştiricili (dört farklı delik çapı yerleşiminde) kullanılan farklı dolgu malzemesinin etkisi ve ısı iletkenlik testini kullanarak, düşey toprak ısı değiştiricisinin tasarımı üzerine çalışmıştır.

Piechowski (1999) yatay tip toprak ısı değiştiricisinin tasarımının daha doğru ve hesaplamalarının daha kolay olacağı simülasyonlar yapmıştır. Analitik çalışmada implicit (kapalı) ve explicit (açık) yöntemler kullanılmış ve bu iki yöntemin kıyaslanması yapılmıştır. Sonuçta implicit formülasyonun bu tür çalışmalarda daha iyi bir yöntem olduğunu göstermiştir.

Bojic *et al.* (1999) toprak içerisinde farklı iki malzemedden PVC ve çelikten yapılmış borulardan hava geçirerek hava-toprak ısı değiştiricisi düzeneğini tasarlayarak, yaz ve kış şartlarında çalıştırmışlardır.

Bernier (2001) düşey toprak ısı değiştiricili TKIP sistemini kullanarak ısı pompasının yıllık performansını saatlik zaman dilimlerinde yapılan simülasyonlarla göstermeyi amaçlamıştır. Daha sonra uygun denklem çözümlerinin kullanılmasıyla toprak ısı transfer denklemleri çözülmüş ve ısı pompası performansı kısa süreli simülasyonlarla bulunmuştur.

İnallı and Esen (2005) sıcak ve kurak bir iklimde toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin mevsimsel soğutma performansını incelemek amacıyla çalışmalar yapmışlardır. Çalışmanın amacı Elazığ Fırat Üniversitesi'nde kurulan toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin soğutma performansını doğrulamaktır. Test odasının soğutma yükü, tasarım şartlarında 3.1kW'tır. Deneysel sonuçlar 2003 soğutma sezonunda Haziran- Eylül ayları arasında elde edilmiştir. Toprak ısı değiştiricisi 2m derinliğe gömülmüştür. Sistemin

ortalama soğutma performans katsayısı 2.01 olarak elde edilmiştir. Deneysel ölçümden elde edilen sonuçlar, bu sistemin Elazığ'ın iklim koşulları için olası en düşük maliyette güvenilir, eksiksiz ve verimli bir şekilde kullanılabilirdiğini göstermiştir. Özellikle sistemin mevsimsel enerji verimlilik oranı uzun vadeli testlerde orta derecedir.

İnallı and Esen (2004), yatay toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Fırat Üniversitesinde 16.24 m²'lik taban alanına sahip bir test odasına bağlı olan TKIP sistemi tasarlanarak kurulmuştur. Test odasının ısıtma ve soğutma yükleri tasarım koşullarında sırasıyla 2.5 kW ve 3.1 kW'dır. Deneysel sonuçlar 2002-2003 ısıtma sezonunda Kasım-Nisan ayları arasında elde edilmiştir. Farklı kuyularda, 1-2 m derinliklerde, yatay toprak ısı değiştiricisi sistemin ortalama performans katsayısı sırasıyla 2.66 ve 2.81 olarak elde edilmiştir. Deneysel ölçümlerden elde edilen sonuçlar, yatay TKIP sistemlerini Elazığ iklim koşulları için kullanılabilirdiğini göstermiştir.

Esen and İnallı (2004) çalışmalarında yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performansının, toprak ısı değiştiricisi derinliğine (1m ve 2m) ve salamura debisine bağlı olarak değişimini deneysel olarak incelemişlerdir. Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi'nde 16.24 m² taban alanlı bir test odasına, ısıtma amaçlı yatay toprak ısı değiştiricili toprak kaynaklı ısı pompası sistemi kurmuşlardır. Odanın ısı yükü 2.55kW olarak hesaplanmıştır. Isıtma sistemi 2002 yılı Ekim ayında kurulmuş ve uzun süreli performans değerlendirmesi yapılmıştır. Deneysel sonuçlar, 2002-2003 ısıtma sezonunun Kasım-Mart ayları arasında elde edilmiştir. Sistemin aylık ortalama performans değeri, toprak ısı değiştiricisinin iki farklı derinliği (1 ve 2 m) için sırasıyla 2.68 ve 2.82 olarak hesaplanmıştır.

Nagano *et al.* (2006), toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için yeni bir tasarım ve sistem performans tahmini için bir hesap metodu ileri sürmüşlerdir. Çalışmada, bir konut için TKIP sisteminin performansı tahmin edilerek fizibilite çalışması yapılmıştır. Hesaplamalar sonucunda, TKIP sisteminin bilinen sistemlere göre çok daha az CO₂

emisyona sahip olduğu ve sistemin geri ödeme süresinin, geleneksel sistemlere kıyasla yaklaşık 9-14 yıl olduğu ifade edilmiştir.

Ozgener and Hepbasli (2007) çalışmalarında, toprak kaynaklı (jeotermal) ısı pompası sistemlerinin modellenmesi ve değerlendirmesini yapmışlardır. Bu çalışmada güneş destekli dikey TKIP ve yatay TKIP olmak üzere iki çeşit TKIP sisteminin performansları deneysel verilere dayalı enerji ve ekserji analizi yöntemi kullanılarak değerlendirilmiştir. Araştırmacılar deneysel çalışmaları sonucu sistemin performans katsayısının 2.72 ile 3.43 arasında, ısı pompası performans katsayısının 3.12 ile 3.64 arasında, her iki sistemin tamamı için en yüksek ekserji verimliliği değerlerinin ise %80.70 ile %86.13 arasında değiştiğini belirlemişlerdir.

Bakirci and Ozyurt (2007) soğuk iklim bölgesinde güneş ve toprak kaynaklı ısı pompasının performansını incelemek amacıyla deneysel bir sistem kurmuşlardır. Bu çalışmada, ısı pompasının buharlaştırıcısı, gündüzleri güneşten, geceleri ise topraktan olmak üzere iki ayrı kaynaktan ısı çekerek beslenmiştir. Deneysel olarak elde ettikleri sonuçları, ısı pompası performans katsayısını (COP) ve sistemin performans katsayısını (COPs) hesaplamak için kullanmışlardır.

Özgener *et al.* (2007) güneş enerjisi destekli dikey tip toprak kaynaklı ısı pompasını sera ısıtmada kullanmışlar, sistemin enerji ve ekserji analizlerini yaparak, çeşitli su giriş sıcaklıkları için sistemin performansını değerlendirmişlerdir. Sistemin enerji ve ekserji değerlerinin nasıl değiştiği, Ege Üniversitesi'ndeki Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde kurulu olan düzenek üzerinde gösterilmiştir. Yapılan ölçümler neticesinde 16 Aralık 2003'den 31 Mart 2004'e kadar olan ısıtma sezonu içerisinde, ısı pompası cihazının ve tüm sistemin COP değerlerinin sırasıyla 2.84 ve 2.27 olduğu belirlenmiştir. En yüksek COP değerlerinin 7 Ocak 2004'te gerçekleştiği, değerlerinin ise cihaz ve tüm sistem için sırasıyla 3.14 ve 2.79 olduğu belirlenmiştir.

Kara (2007) enerji analiz metodu ile kapalı çevrimli dikey toprak kaynaklı ısı pompasının deneysel performans değerlendirmesini yapmıştır. Bu deneysel çalışma Erzurum'da ısıtma modundaki toprak kaynaklı bir ısı pompasının performansını belirlemek için yapılmıştır. Soğutkan olarak R-134a kullanılan TKIP sistemde, iç çapı 16 mm olan polietilen malzemedan yapılmış dikey U-borulu toprak ısı değiştiricisi (TID) kullanılmıştır. TID, 55 m derinlik ve 203,2 mm çaplık dikey bir sondaj borusuna yerleştirilmiştir. Tüm sisteminin ve ısı pompasının ısıtma modundaki ortalama performans katsayıları sırasıyla 2.09 ve 2.57 olarak hesaplanmıştır. Sondaj borusunun metredeki ısı çekme oranı 33.60W/m olarak belirlenmiştir.

Kim *et al.* (2009) bu çalışmada, Kore'deki bir okul binasında toprak kaynaklı bir ısı pompası sisteminin gerçek çalışma şartlarındaki performansı değerlendirilmiştir. Sonuç olarak, soğutma durumunda, %60 kısmi yük koşulunda tüm sistemin performans katsayısı 5.9 ve ısı pompasının performans katsayısı 8.5 olarak bulunmuştur. Isıtma durumunda ise %45 kısmi yük koşulunda tüm sistemin performans katsayısı 5.0 ve ısı pompasının performans katsayısı 6.5 olarak bulunmuştur.

Bi *et al.* (2009) tarafından, binaların hem ısıtma hem de soğutma modları için toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin kapsamlı ekserji analizini yapılmıştır. Bina ısıtma modu için bir TKIP sisteminin enerji kaybının, soğutma modundakinden daha büyük olduğu sonucuna varmışlardır.

Koyun *et al.* (2009) çalışmalarında, toprak kaynaklı ısı pompası uygulamaları için toprak ısı değiştiricisinin ısı transferi deneysel olarak incelemişlerdir. Özel yüzey örtüsü olmayan 800 m²'lik yüzey alanına sahip Yıldız Teknik Üniversitesi Davutpaşa Kampüsü'nde geleneksel PPRC boru ile Al kanatlı borunun etkinliğini karşılaştırmak için TKIP sistemi kurmuşlar. Deneysel çalışmalar sonucunda Al kanatlı borunun PPRC borudan daha yüksek ısı transfer değerlerine sahip olduğu sonucuna varmışlardır.

Pulat *et al.* (2009) Türkiye’de ılıman iklim koşullarında yatay kaynaklı ısı pompasının performansını incelemek için deneysel çalışma yapmışlardır. Bu amaçla soğutma çevrimi için daha önce kullanılmış deneysel bir çalışma ısıtma çevrimi için modifiye edilmiştir. 2004 yılı Aralık ayı ile 2005 yılı Mart ayı arasında yapılan deneysel çalışmalar sonucunda tüm sistemin performans katsayısı ve ısı pompasının performans katsayısı sırasıyla, 2.46-2.58 ve 4.03-4.18 arasında bulunmuştur. TKIP sistemi, ekonomik analizde geleneksel ısıtma yöntemleriyle karşılaştırılmış ve TKIP sisteminin diğer tüm geleneksel ısıtma sistemlerinden daha etkili olduğu görüşüne varılmıştır.

Kjellsson *et al.* (2009), evlerdeki güneş kolektörleri ve toprak kaynaklı ısı pompasını birleştirerek, bir simülasyon programı (TRNSYS) ile sistemin analizini yapmışlardır. Hwang *et al.* (2010), toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için toprak özelliklerinin tahmini için bir çalışma yapmışlardır.

Jeon *et al.* (2010) çalışmalarında bir binadaki toprak kaynaklı ısı pompası ile su soğutma sistemi birleştirilerek bir hibrit soğutma sisteminin modellemesini yapmışlar ve sistemin performansını çeşitli soğutma yüklerinde ölçmüş ve analiz etmişlerdir.

Esen and Inalli (2010) çalışmalarında dikey bir toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performans değerlendirmesi için ANN ve ANFIS modellerinin karşılaştırmasını yapmışlardır. Soğutucu olarak R-22’yi kullanan dikey TKIP sisteminin, dış çapı 40 mm olan polietilen borudan yapılmış üç adet U-borulu toprak ısı değiştiricisi (TID) kullanmışlardır. TID’ler, 150 mm çaplarında, 30 m (DS1), 60 m (DS2) ve 90 m (DS3) derinliklerde dikey sondajlara yerleştirmişler; DS1, DS2 ve DS3 için aylık ortalama performans katsayısı değerleri (COP) soğutma-ısıtma sezonlarında sırayla 3.37-1.93, 3.85-2.37 ve 4.33-3.03 olarak elde edilmiştir. TKIP sistemlerinin sayısal modellemesi için ANFIS’in uygunluğu sonucuna varılmıştır.

Bakirci (2010), Türkiye’de soğuk iklim bölgesinde bulunan Erzurum ili için dikey toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performans analizini yapmıştır. Bu amaçla

toprak ısı değiştiricisi, sıvı-sıvı buhar sıkıştırmalı ısı pompası, su devridaim pompaları ve diğer ölçüm cihazlarından oluşan bir deney sistemi kurulmuş ve sistemin performansını deneysel olarak incelenmiştir. 2008–2009 ısıtma sezonu Ekim-Mayıs ayları arasında deneysel sonuçlar elde edilmiş olup, çalışma sonucunda ısıtma sezonunun en soğuk ayı için ısı pompasının ve tüm sistemin ortalama performans katsayıları yaklaşık 3.0 ve 2.6 olarak elde edilmiş ve bu sistemin soğuk iklim bölgesinde bulunan Erzurum ilinde konut ısıtması için kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

Bu çalışmada, Türkiye'nin soğuk iklim bölgelerinden biri olan Erzurum ilinde dikey toprak ısı değiştiricili ısı pompasının deneysel analizi yapılmıştır. Deneysel çalışma 2009-2010 ısıtma sezonun Aralık, Ocak, Şubat, Mart ve Nisan aylarında yapılmış ve sonuçlar değerlendirilmiştir. Deneysel çalışma sonucunda ısı pompasının (COP) ve tüm sistemin performans katsayısının (COP_s) gün boyunca değişimi incelenmiştir. Ayrıca çalışmada, aşırı soğutma ve kızdırma ısı değiştiricisinin kullanılması ve kullanılmaması durumlarındaki sonuçlar incelenmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER

2.1. Isı Pompaları

Isı pompası çevriminin termodinamik temeli, sıcaklığı düşük bir ortamdan ısı çekilerek, daha yüksek sıcaklıkta ortama ısı verilmesi ve bu işlemin gerçekleşmesi içinde sisteme dışarıdan iş verilmesidir. Bu amacı gerçeklemek için geliştirilen sistem, bir yerin çevre sıcaklığı altında tutulması için kullanılıyorsa soğutma makinesi, bir yerin çevre sıcaklığı üzerinde tutulması için kullanılıyorsa ısı pompası adını alır.

Isı makinesinin teorik veya ideal çevrimi olan Carnot çevriminin tersi olan çevrim, soğutma çevrimi için ideal çevrim olarak alınır. Isı pompası da bu çevrime dayanır. Teorik olarak, bir ısı pompasında üretilen ısı, evaporatörden alınan ısı ile kompresördeki iş girişi toplamına eşittir.

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

Şeklinde sıralanabilir. Ayrıca ısı pompaları aşağıdaki gibi de sınıflandırılabilir.

Isı kaynaklarına göre:

1. Hava kaynaklı ısı pompaları
2. Toprak kaynaklı ısı pompaları
3. Yer üstü su kaynaklı ısı pompaları

4. Yer altı su kaynaklı ısı pompaları
5. Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompaları
6. Jeotermal enerji kaynaklı ısı pompaları
7. Atık ısı kaynaklı ısı pompaları

İşletme çevrimlerine göre:

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

Termodinamik çevrimlerine göre:

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

2.1.1. Buhar sıkıştırmalı ısı pompaları

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

Kompresörler: Evaporatörden emiş borusuna gelen buhar fazındaki soğutkanı emerek sıkıştırır ve sıkışmış olan soğutkanı basma hattı (yüksek basınç) borusu vasıtasıyla kondensere gönderir. Buradaki amaç, evaporatördeki ısı yüklü soğutucu akışkanı buradan uzaklaştırmak ve arkadan gelen ısı yüklenmemiş akışkana yer temin ederek

akışın sürekliliğini sağlamaktır. Böylece buhar haldeki soğutucu akışkanın basıncını kondenserdeki yoğuşma basıncına çıkarmaktır. Uygulamada kullanılan bir çok kompresör tiplerinden en önemlileri şunlardır: Açık tip kompresörler, yan hermetik tip kompresörler, hermetik tip kompresörler, döner tip kompresörler, scroll kompresörler ve vidalı tip kompresörlerdir.

İdeal bir kompresörde genel olarak şu karakteristikler aranır:

- İlk kalkışta dönme momentinin mümkün olduğunca az olması
- Verimlerinin yüksek olması ve kısmi yüklerde düşmemesi
- Değişik çalışma şartlarında emniyet ve güvenilirliği muhafaza etmesi
- Titreşim ve gürültü seviyelerinin belirli seviyenin üstüne çıkmaması
- Ömrünün uzun olması ve arızasız çalışması
- Daha az güç harcayarak işlevini yerine getirmesi
- Maliyetinin mümkün olduğu kadar düşük olması

Uygulamadaki şartlara göre yukarıdaki karakteristikleri maksimum derecede sağlayabilen kompresör tercih edilmelidir (Özko1 1999).

Kondenserler: Kompresörün bastığı yüksek basınç ve sıcaklıktaki soğutkan gazı, tekrar sıvı haldeki soğutkana çevirir. Bu görevi bir motor ve fan yardımıyla lamelleri arasından hava geçirerek yapan kondensere hava soğutmalı kondenser denir. Kapalı bir tüp içinde bulunan bakır boruların içinden su, dışından soğutkan geçirilerek çalışan tiplere su soğutmalı kondenser denir. Ayrıca hem hava ve hem de su kullanarak çalışan evaporatif kondenserler de mevcuttur. Kondenserlerde ısı alışverişi, kızgınlığın alınması, soğutucu akışkanın yoğuşturulması ve aşırı soğutma olmak üzere üç safhada gerçekleşmektedir.

Kondenser dizaynına göre aşırı soğutma, kondenser alanının yaklaşık %0-10'luk kısmında gerçekleşir. Kızgınlığın alınması safhası için kondenser alanının yaklaşık %5'i tahsis edilir. Bu üç değişik ısı transferi şekline göre kondenserdeki ısı geçirme katsayıları ve sıcaklık aralıkları farklı olmaktadır. Ancak kızgınlığın alınması safhasında

daha fazla ortalama sıcaklık aralığına karşın daha düşük ısı transfer katsayısı olmaktadır. Fakat aşırı soğutma esnasında bunun aksine sıcaklık aralığı daha az ve ısı geçirme katsayısı daha fazla olmaktadır. Yapılan deneylerde ısı transfer katsayısının artması karşısında sıcaklık farkının azalması veya bunun tersi durumunda yaklaşık olarak aynı çarpım sonucunu vermektedir ve bu değerlerin ortalaması kullanılabilir. Hesaplamalarda sağladığı kolaylık da göz önünde bulundurularak, kondenserin hesabında tek bir ısı geçirme katsayısı ile ortalama sıcaklık aralığı değerleri kullanılmaktadır (Özko1 1999).

Genleşme vanaları: Soğutucu akışkanın evaporatörde buharlaşarak ısı çekebilmesi için basıncın, evaporasyon sıcaklığında buharlaşmayı sağlayacak seviyeye düşürülmesi gerekmektedir. Genleşme vanası bu görevi yerine getirerek, evaporatöre giren sıvının buharlaşacağı basınç ile sıcaklık ayarlanmasını sağlar ve sıvı soğutkan akışını kontrol eder. Bu işi otomatik olarak yapabilmesi için, emiş devresi üzerine montajı yapılmış bir hissedici uca sahiptir. Isı pompası sistemlerinde kullanılan değişik tipte genleşme vanaları vardır. Bunlar; otomatik, termostatik ve şamandıralı genleşme vanası tipleridir. Günümüzde en çok kullanılan tipi ise termostatik tip genleşme vanasıdır.

Evaporatörler: Genleşme vanasından basıncı düşerek geçen sıvı soğutkan evaporatöre girer. Basıncı düşmüş olan sıvı soğutkan, evaporatör vasıtasıyla çevresindeki ısıyı kendi üzerine alarak buharlaşır. Dolayısıyla etrafının soğumasına sebep olur. Soğutulacak cisimlerin ısıları, hava veya direkt temas yoluyla evaporatör içindeki soğutkana geçerek onun buharlaşmasına sebep olur. Buharlaşan soğutkan, evaporatörden kompresör yardımıyla emilerek dolaşıma devam eder.

Evaporatöre, sıvı-buhar karışımı şeklinde giren soğutkanın büyük bir kısmı sıvı haldedir. Evaporatörde ısı alarak buharlaşan soğutucu akışkana emiş tarafına geçmeden önce bir miktar daha ısı verilmesi ve 3-8°C arasında kızgınlık verilerek kızgın buhar durumuna gelmesinin birçok faydası vardır. Evaporatörlerde soğutkan basıncı, kondenser tarafındaki basınçtan çok daha düşüktür. Bu nedenle evaporatör tarafı, sistemin alçak basınç tarafı olarak adlandırılır.

Evaporatörün yapısı, soğutkanın iyi ve çabuk buharlaşmasını sağlayacak, soğutulan maddenin ısını iyi bir ısı geçişi sağlayarak, yüksek bir verimle alacak ve soğutkanın giriş ve çıkıştaki basınç kayıplarını minimum seviyede tutacak tarzda dizayn edilmelidir. Evaporatör tipleri uygulamanın özelliklerine göre gaz (genellikle hava), sıvı (su, salamura, antifriz, vs.) ve katı (buz, metaller, vs.) haldeki maddeleri soğutmak için kullanılan evaporatörler olmak üzere üç ana grupta toplanabilirler (Özko1 1999).

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

Soğutucu akışkanlar (soğutkanlar): Isı pompalarında iş yapan akışkanlar olup, "soğutkan" ya da "soğutucu" terimleriyle kullanılır. Buhar sıkıştırma çevrimi esasına göre çalışan soğutma sistemlerinde, ısının taşınması görevini yapan ara maddelerdir. Günümüzde kullanılan ısı pompası ya da soğutma makinelerinin büyük bir kısmı, bir sıvının buharlaşması esnasında çevresinden aldığı gizli ısıdan hareketle çalışmaktadır. Bir soğutma çevriminde soğutucu akışkanlar, ısı alışverişini genellikle sıvı halden buhar haline (evaporatör devresinde) ve buhar halden sıvı haline (kondenser devresinde) dönüşerek sağlarlar. Bu durum özellikle buhar sıkıştırma çevrimlerinde geçerlidir. Soğutucu akışkanlarda bulunması gereken özelliklerin başlıcaları aşağıda sıralanmıştır (Özko1 1999).

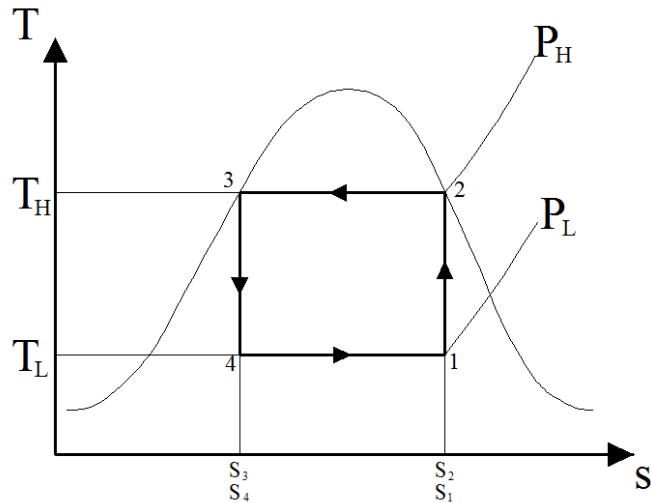
- Daha az enerji sarfiyatı ile daha çok soğutma elde edebilmeli
- Buharlaşma ısısı yüksek olmalı (daha az soğutkan akışı)
- Evaporatörde basıncı yüksek, kondenserde ise düşük olmalı
- Viskozitesi düşük, yüzey gerilimi (kılcallığı) az olmalı
- Çevreye ve diğer canlılara zarar vermemeli

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 makinalarının 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. İnorganik 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 bu soğutkanlar yasaklanmıştır. Bu soğutkanların yerine çevre dostu yeni alternatif soğutkanlar üretilmiştir (Özyurt 2002).

2.1.2. Buhar sıkıştırma ısı pompasının termodinamiği

İdeal ısı pompası, ideal bir motor çevriminde olduğu gibi, içten ve dıştan tersinirdir. Bu şekilde birçok teorik çevrim vardır, fakat Ters Carnot Çevrimi'nin iyi bilinmesi gereklidir. Ters Carnot Çevrimli ısı pompasının T-s diyagramı Şekil 2.1'de verilmiştir.



Şekil 2.1. Ters Carnot çevrimli ısı pompasının T-s diyagramı

Şekil 2.1 incelendiğinde, yüksek sıcaklık bölgesine olan ısı transferi,

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

şeklinde olup, düşük sıcaklık bölgesinden ısı transferi,

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

denklemleri ifade edilir. Termodinamiğin birinci kanunundan iş girişi ise,

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

şeklinde hesaplanabilir. Bir ısı pompasında, "atılan ısı/giren iş" oranı performans katsayısı (COP) olarak adlandırılır. Entropi tanımı ve termodinamik kanunlar kullanılarak, Carnot performans katsayısı (COP_C),

$$COP_C = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (2.4.)$$

denklemleri hesaplanır. Tersinir işlemler yapılabilse de aşağıdaki sebeplerden dolayı uygulamada Ters Carnot çevrimi uygulanamaz.

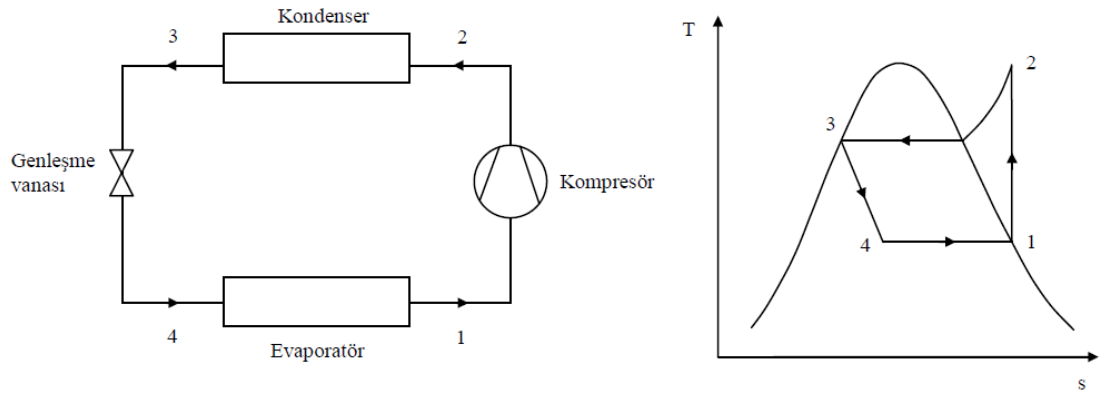
- Islak bölgedeki sıkıştırma işleminde birçok uygulama problemi vardır.
- Yüksek basınçlı sıvının düşük basınçlı ıslak buhara genişlemesinde de uygulamada problemler vardır. Ayrıca genişlemeden dolayı ortaya çıkan küçük bir iş, çevrime giren net işte önemsiz derecede bir azalmaya sebebiyet verir.

Carnot çevriminde, hemen hemen izotermal şartlar altında gerçekleşen ısı girişi ve çıkışını sağlamak gerekir. Bunu gerçekleştirmek için seçilmiş olan akışkan istenen

sıcaklık ve basınçlarda faz değiştirecektir. Buharlaşırken ısı çekecek ve yoğuşurken ısı atacaktır. Bu prosesler, çevrimin izotermal safhasında gerçekleşir. Çoğunlukla kompresör tiplerinin mekanik sınırlamalarından dolayı, normalde çevrimin sıkıştırma işlemi kuru buharda gerçekleşir (Özyurt 2002).

Ters Carnot çevriminin uygulanmasındaki güçlükler, buharı sıkıştırmadan önce tamamen buharlaştırarak ve sıvı oranı yüksek bir karışımın genişlemesini kısılma işlemiyle gerçekleştirerek aşılabilir. Kısılma işlemi, sıvıyı bir genişleme vanasından veya kılcal borulardan geçirerek yapılabilir. Bu şekilde elde edilen çevrim, ideal buhar sıkıştırmalı çevrim diye bilinir (Çengel and Boles 1989).

İdeal buhar sıkıştırmalı çevrimin şematik resmi ve T-s diyagramı Şekil 2.2'de verilmiştir.

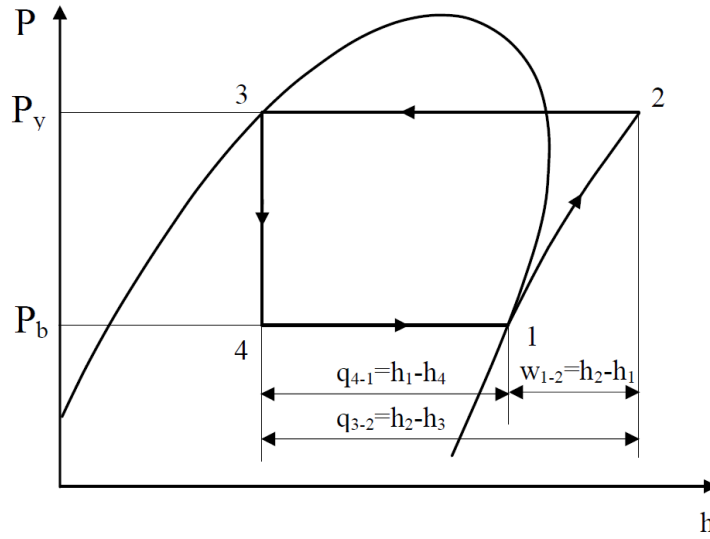


- 1-2 Kompresörde sabit entropide (izentropik) sıkıştırma
- 2-3 Kondenserde çevreye sabit basınçta ısı geçişi (yoğuşma işlemi)
- 3-4 Genleşme vanasında sabit entalpide (izentalpik) genişleme
- 4-1 Evaporatörde soğutucu akışkana sabit basınçta ısı geçişi (buharlaşma işlemi)

Şekil 2.2. İdeal buhar sıkıştırmalı çevrimin şematik resmi ve T-s diyagramı

İdeal buhar sıkıştırmalı çevrimde, soğutucu akışkan kompresöre 1 noktasında doymuş buhar olarak girer ve izentropik olarak kondenser basıncına sıkıştırılır. Soğutucu akışkan 2 noktasında kızgın buhar halinde kondensere girer ve sabit basınçta yoğuşarak 3 noktasında kondenserden doymuş sıvı olarak çıkar. Yoğuşma sırasında soğutucu akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Doymuş sıvı haldeki soğutucu akışkan, genişleme

vanasından geçirilir ve basıncı evaporatör basıncına düşürülür. Bu süreç, 3-4 noktaları arasında sabit entalpide gerçekleşir (Şekil 2.3). Bu hal değişimi esnasında soğutucu akışkan sıcaklığı, soğutulan ortam sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan 4 noktasında evaporatöre girer ve sabit basınçta soğutulan ortamdaki ısı alarak buharlaşır. Soğutucu akışkan, evaporatörden doymuş buhar olarak çıkar ve 1 noktasında tekrar kompresöre girerek çevrimi tamamlamış olur.



Şekil 2.3. İdeal buhar sıkıştırımlı çevrimin P-h diyagramı

Şekil 2.3'te gösterilen ideal buhar sıkıştırımlı çevrimin P-h diyagramından da görüldüğü gibi, enerji transferleri ve performans katsayısı (COP) aşağıdaki denklemler ile ifade edilebilir.

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

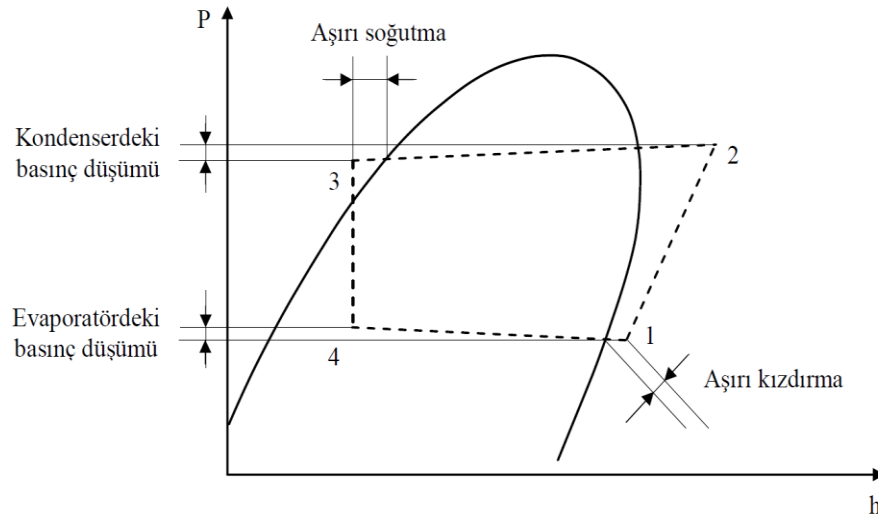
$$q_{3-2} = h_2 - h_3 \quad (2.6.)$$

$$h_3 = h_4 \text{ (kısılma işlemi)} \quad (2.7.)$$

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

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

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



Şekil 2.4. Gerçek buhar sıkıştırma çevrimin P-h diyagramı ve hal değişim noktaları

Gerçek çevrim ve ideal çevrim arasındaki farklar şunlardır:

- Sıkıştırma, ne tersinir ne de adyabatiktir (izentropik değildir). Bunun sebebi kompresörde hem ısı transferi, hem de sürtünme etkisinin olmasıdır.
- Kondensörden geçen akışkan için küçük bir basınç düşüşü vardır. Aynı zamanda sıvının bir miktar aşırı soğutulması gerçekleşir.
- Kısılma işlemi adyabatik değildir.
- Uygulama (pratik) nedenlerinden dolayı evaporatörde küçük bir basınç düşüşü vardır ve aynı zamanda kompresör emişinde bir miktar aşırı kızdırmanın sağlanması normaldir. Kompresördeki gerçek iş transferi, sıkıştırma esnasındaki iş transferinden dolayı h_2-h_1 değerinden genellikle daha büyüktür. Kompresörü çalıştırmak için gerekli

işin yanı sıra sistemde kullanılan pompalar, fanlar vb. için de iş gerekebilir. Bu yüzden gerçek ısı pompasının ortalama COP'sı hesaplandığında diğerinden daha azdır.

Diğer taraftan, şayet iş girişi, bir elektrik motorunu çalıştırmak için gerekli elektrik girişi olarak verilirse, COP değeri motorun verimine bağlı olarak azalacaktır.

Elektrikle çalışan bir gerçek ısı pompasının COP değeri, Ters Carnot çevrimin COP değerinin yaklaşık 0.5'ine ulaşabilir.

2.1.3. Isı pompası uygulamaları

Isı pompaları günümüzde çok çeşitli alanlarda kullanılmaktadır. Isı pompası uygulamaları temel olarak aşağıdaki üç grupta toplanabilir.

Isıtma uygulamaları: Isı pompaları, konut ısıtmasında ve sıcak su üretiminde kullanılabilir.

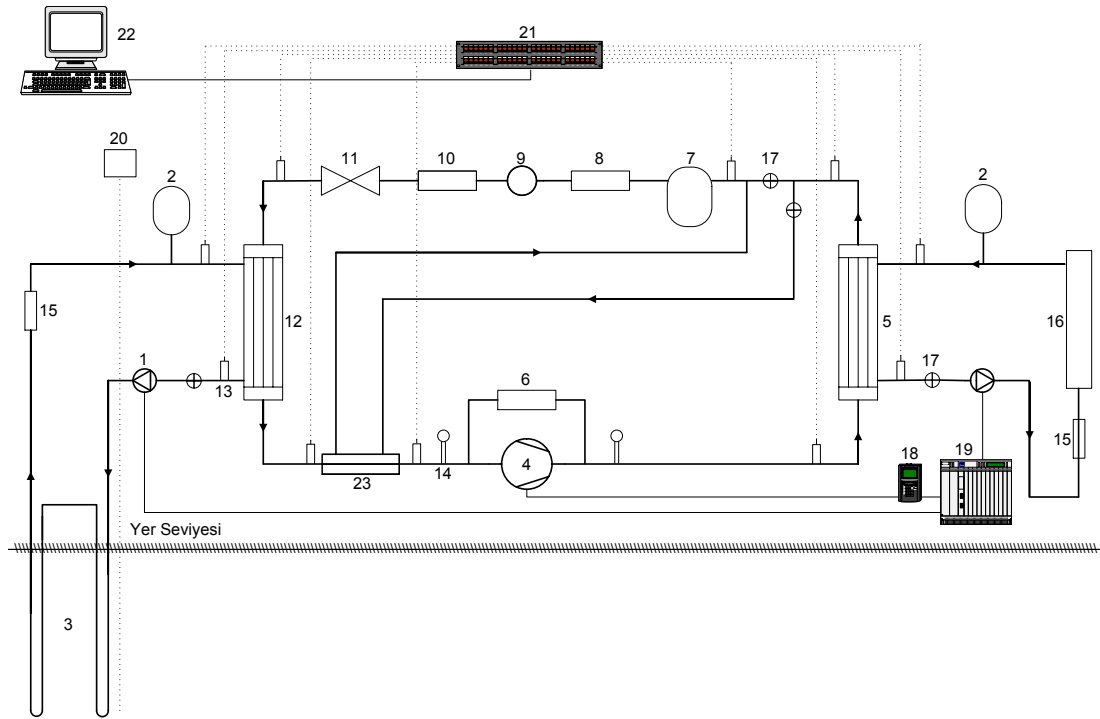
Kombine uygulamalar: Isı pompaları ısıtma, sıcak su üretimi veya soğutma sistemi olarak da kullanılabilir.

Endüstriyel uygulamalar: Isı pompaları, buharlaşma, damıtma, süt pastörizasyonu ve kurutma işlemleri gibi çeşitli endüstriyel alanlarda kullanılmaktadır.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Deneysel Çalışma

Deneysel çalışma, Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Bölümü'nün Enerji Laboratuvarı-2'de kurulan deney düzeneğinde yapılmıştır. Deney düzeneği toprak kaynaklı ısı pompası sisteminden oluşmaktadır. Deney sistemin tesisat şeması Şekil 3.1'de, bina içi görünümü ise Şekil 3.2'de gösterilmiştir.



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

Şekil 3.1. Deney sisteminin tesisat şeması



Şekil 3.2. Deney sisteminin bina içi görünümü

3.1.1. Toprak ısı değiştiricisi

Yüzeyden belirli derinliklerde toprak, ısı kaynağı bakımından özellikle kış aylarında dış ortam sıcaklığına göre önemli derecede enerji potansiyeline sahiptir. Bu enerji yüzeyden derinliklere inildikçe artmaktadır. Kış aylarında dış ortam sıcaklıklarının -20 ile -30°C 'lere ulaştığı soğuk iklim bölgelerinde, yaklaşık 50m derinliklerdeki toprağın buldukları iklim kuşaklarına göre $+10$ ile $+17^{\circ}\text{C}$ arasında değişen sıcaklık değerlerine sahiptirler. Bu da kullanılabilirlik bakımından önemli bir potansiyeli göstermektedir. Yerkürenin derinliklerinde var olan bu ısıl kaynakları, ısı pompaları vasıtasıyla ısıtma sezonlarında faydalı hale getirmek mümkün olabilmektedir.

Bu çalışmada, soğuk iklim kuşağında bulunan Erzurum ilindeki Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Enerji Laboratuvarı Binası yakınında açılan 53 m derinlikteki iki adet sondaj kuyusuna yerleştirilmiş toprak ısı değiştiricisi yardımıyla, başlangıçta düşük sıcaklık (yaklaşık 12°C) değerine sahip ısıl enerji değerlendirilmiş ve ısı pompasına kaynak olarak kullanılmıştır. Aralarında 6m mesafe

bulunan iki adet sondaj kuyusuna yerleştirilmiş olan dikey U-borulu toprak ısı değiştircileri, 32mm dış çapında polietilen esaslı borudan imal edilmiş olup, her iki kuyu birbirinden bağımsız ya da birlikte (seri veya paralel bağlantı üzerinden) kullanım imkanı mevcuttur (şekil 3.3).



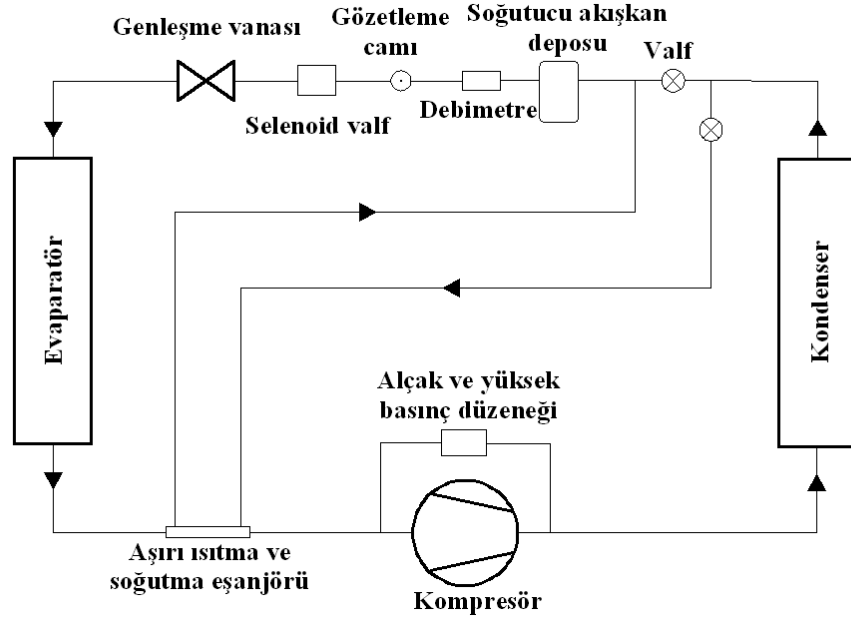
şekil 3.3. Toprak ısı değiştircisinin paralel ve seri bağlantısının montaj resmi

3.1.2. Isı pompası

Isı pompası temel olarak, gaz devresi, su devreleri ile ölçüm ve kontrol elemanları olmak üzere üç bölümden oluşmaktadır.

3.1.2.a. Isı pompası gaz devresi

Isı pompası gaz devresinde soğutucu akışkan olarak R-134a kullanılmıştır. R-134a'nın kimyasal adı, tetrafloretan olup kimyasal formülü, CF_3CH_2F ' dir. şekil 3.4'de şematik resmi verilen gaz devresinde, kompresör, kondenser, evaporatör, genleşme vanası, gözetleme camı, ön ısıtma ve aşırı soğutma eşanjörü, soğutucu akışkan deposu, debimetre, kurutucu (filtre) ve selenoid valf bulunmaktadır. Isı pompası gaz devresinde kullanılan elemanlar aşağıda kısaca açıklanmıştır.



Şekil 3.4. Gaz devresinin şematik resmi

Kompresör: Deney sisteminde kullanılan kompresör, Copeland marka hermetik scroll tip kompresördür. Scroll kompresörler son yıllarda geliştirilen ve geniş ölçüde kullanılmaya başlanan dönel, pozitif-cebri sıkıştırımlı makineler olup, birisi sabit diğeri dönen iki spiral elemandan oluşmaktadır. Aşırı sıvı oranlarına karşı daha dayanıklı olmaları, daha yüksek verime sahip olmaları, ses ve titreşim seviyelerinin düşük olması gibi önemli üstünlüklere sahiptirler. Kompresörün çevrimdeki görevi, soğutucu akışkanın basınç ve sıcaklığını yükselterek sirkülasyonunu sağlamaktır.

Sistemde kullanılan kompresörün özellikleri:

Deplasman hacmi	: 9.4m ³ /h
Soğutma kapasitesi	: 5.7kW
Güç	: 3.5HP
Genişlik	: 242mm
Yükseklik	: 419mm
Ağırlık	: 27 kg
Giris-çıkış çapı	: 3/4"-1/2"
Maksimum basınç	: 29.5bar

Maksimum durma basıncı	: 20bar
Yağ miktarı	: 1.1lt
Maksimum çalışma akımı	: 7A

Kondenser: Kompresörden kızgın buhar olarak gönderilen soğutucu akışkanın kızgınlığının alındığı ve yoğuştugu ısı değiştiricileridir. Sistemde plakalı tip su soğutmalı bir kondenser kullanılmıştır. Kondenserin dış yüzeyi elastomerik kauçuk köpüğü ile yalıtılmıştır.

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

Genişleme vanası: Soğutucu akışkanın basıncını istenilen evaporatör basıncına düşürmeye yarayan elemanlardır. Genleşme vanasında basıncın düşürülmesi sabit entalpide yapılmaktadır. Sıcaklık değişimine göre çalışan termik kısılma vanası, deney tesisatında buharlaştırıcı girişine monte edilmiştir. Buharlaştırıcıdan çıkan buharın kızgınlığına bağlı olarak kısılma vanasının soğutucu akışkan geçiş miktarını otomatik olarak ayarlamaktadır. Sistemde R-134a soğutucu akışkanına uygun, dıştan dengeli kısılma vanası seçilmiştir.

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

Soğutucu akışkan deposu: Yoğuşturucuda yoğuşan soğutucu akışkanın toplandığı depodur. Yoğuşturucuda yoğuşan soğutucu akışkanın, yoğuşturucu yüzeylerinde birikmesine engel olarak, yoğuşturucunun yoğuşma yüzeyinin küçülmemesini ve

yoğuşturucunun daha iyi çalışmasını sağlar. Sistemde 4.0 litrelik bir soğutucu akışkan deposu kullanılmıştır.



Şekil 3.5. Deney sisteminden bir görünüş

Kurutucu: Buharlaştırıcıdaki basınç atmosfer basıncının altına düştüğü zaman, sistemde hava buharlaştırıcı içindeki soğutucu akışkan içerisine sızır. Hava içindeki su buharı, kısılma vanasında donarak soğutucu akışkanın geçmesini engeller. Bu nedenle soğutucu akışkan devresine, R-134a gazına uygun kurutucu yerleştirilmiştir.

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

Selenoid valf: Genleşme valfi gibi, soğutucu akışkanın geçmesine kumanda eder. Soğutucu akışkanın geçtiği boru üzerinde bulunan valfin, açılıp kapanması elektromanyetik yoldan sağlanır.

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

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

Isı pompası sistemindeki elemanlar ve boru donanımları, ısı kayıplarına karşı elastomerik kauçuk köpüğü ile yalıtılmıştır. Şekil 3.5’de deney sisteminin genel görünümü gösterilmiştir.

3.1.2.b. Isı pompası su devresi

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

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

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

3.1.2.c. Sıcaklık ölçüm ve kontrol elemanları

Sıcaklık ölçümü için termoelemanlar, bilgisayar-sıcaklık okuma kartları, manometreler, alçak ve yüksek basınç düzeneği, elektronik donanımlar ve yardımcı aygıtlardan oluşmaktadır.

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

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

Sistemde sıcaklık ölçümü için,soğutucu akışkan devresinde 7, su ve antifriz-su devresinde 6 ve ortam sıcaklığı için 1 adet, uçları özel olarak yalıtılmış bakır-konstant (T tipi) termoeleman çiftleri ve 53m derinlikteki toprak sıcaklığını belirlemek için sıcaklık ölçüm sensörü PT-100 kullanılmıştır. Bu termoeleman çiftlerinin kalibresi de,

5-85°C aralığında "PolyScience Digital Temperature Controller" isimli sıcak su banyosunda yapılmıştır. Ölçüm elemanlarının daha hassas ölçü alabilmesi ve elektrik kaçaklarından etkilenmemesi için, sistem üç farklı noktadan topraklanmıştır. Termoeleman çiftlerinden sıcaklık okunması, Advantech firmasının veri toplama kartı ve VisiDAQ yazılımı yardımıyla yapılmıştır.

3.2. Deneilerin Yapılışı

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

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

Deneysel çalışma esnasında aşağıdaki ölçümler alınmıştır:

- Evaporatörde ısı taşıyıcı akışkanın (%50 etilen glikol - su karışımı) evaporatöre giriş ve evaporatörden çıkış sıcaklıkları
- Kondenser su devresinde, suyun ısıtma ünitesine giriş ve çıkış sıcaklıkları
- Soğutucu akışkanın evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklıkları
- Soğutucu akışkanın kompresörden çıkış (kondensere giriş), kondenserden çıkış (aşırı soğutma eşanjörüne giriş) ve aşırı soğutma eşanjöründen çıkış sıcaklıkları
- Kompresör giriş (alçak) ve çıkış (yüksek) basınçları
- Dijital elektrik sayacıyla kompresörün çektiği enerji

- Deneysel düzeneğin bulunduğu ortam sıcaklığı

Evaporatör ısı taşıyıcı akışkan ve kondenser su devresi debileri 960litre/saat değerine ayarlanmıştır.

3.3. Sistemin Deneysel Verilerinin Değerlendirilmesi

Yapılan deneylerin değerlendirilmesinde aşağıdaki bağıntılar kullanılmıştır.

Deneysel hesaplamalarda kondensere atılan faydalı ısı miktarı (\dot{Q}_{kon}), suyun özgül ısısı c_s , sırasıyla kondensere suyun giriş ile çıkış sıcaklıkları $T_{ks\check{c}}$ ile T_{ksg} ve kondenser-ısıtma ünitesinde dolaşan suyun debisi \dot{m}_k olmak üzere,

$$\dot{Q}_{kon} = \dot{m}_k c_s (T_{ks\check{c}} - T_{ksg}) \quad (3.1.)$$

denklemleriyle hesaplanır. Burada, kondensere alınan faydalı ısı miktarı denklem (3.1)'den hesaplanmıştır. Kompresörün çektiği elektrik enerjisi dijital sayaçla ölçülerek, kompresör gücü (\dot{W}_{kom}) tespit edilmiştir. Sirkülasyon pompalarının çektiği akım, portatif pens ampermetre yardımıyla ölçülmüştür. Bir sirkülasyon pompasının gücü (\dot{W}_p) birimi kW olarak, pompanın çektiği akım I (amper) ve gerilim V (volt) olmak üzere,

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

bağıntısından hesaplanmıştır. Bu çalışmada ısı pompasının performans katsayısı (COP),

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

denklemleri kullanılarak bulunmuştur. Tüm sistemin performans katsayısı (COP_S) ise, sistemde çalışan tüm sirkülasyon pompalarının gücü $\sum \dot{W}_p$ olmak üzere,

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

şeklinde hesaplanmıştır.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Bu çalışmada, toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin Erzurum şartlarında kullanılabilirliğini incelemek amacıyla deneysel bir çalışma yapılmıştır. Bu amaçla ısı pompası sisteminin enerji sarfiyatı ve performansı incelenmiştir.

Deneysel çalışma Erzurum ili için 2009-2010 ısıtma sezonu olan Aralık, Ocak, Şubat, Mart ve Nisan aylarında yapılmış ve sonuçlar değerlendirilmiştir. Deneysel çalışma sonucunda ısı pompasının (COP) ve tüm sistemin performans katsayısı (COP_S) gün boyu değişimi için incelenmiştir.

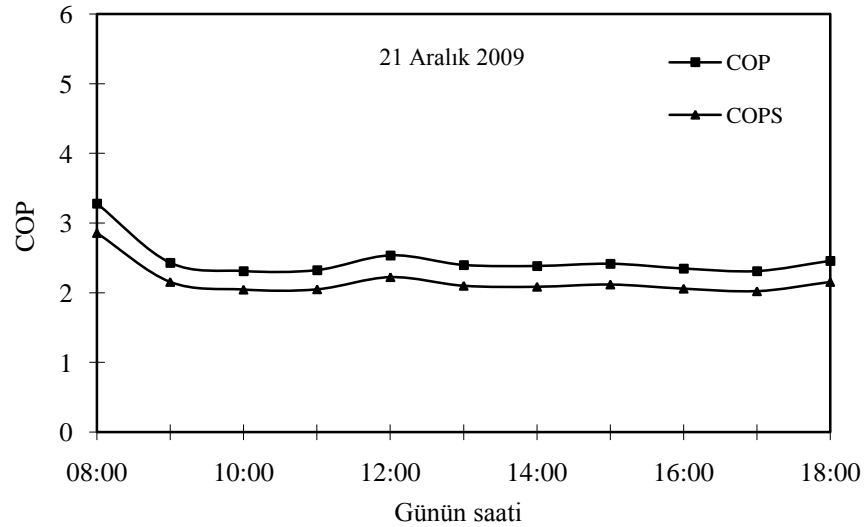
Şekil 4.1-4.5’de aylara göre ısı pompasının (COP) ve tüm sistemin (COP_S) performans katsayısının gün boyunca değişimi verilmiştir. Şekil 4.1’den görüldüğü gibi, Aralık ayında ısı pompasının performans katsayısının 2.3 ile 3.2 arasında, tüm sistemin performans katsayısının ise 2.0 ile 2.8 arasında değiştiği görülmektedir. Isı pompasının ve tüm sistemin günlük ortalama performans katsayıları ise sırasıyla 2.4 ve 2.1 değerlerindedir. Ocak ayında ısı pompasının performans katsayısının 2.1 ile 2.7 arasında, tüm sistemin performans katsayısının ise 1.8 ile 2.5 arasında değiştiği görülmektedir. Isı pompasının ve tüm sistemin günlük ortalama performans katsayıları ise sırasıyla 2.3 ve 2.0 değerlerindedir (Şekil 4.2.). Şubat ayında ısı pompasının performans katsayısının 2.4 ile 2.9 arasında, tüm sistemin performans katsayısının ise 2.1 ile 2.6 arasında değiştiği görülmektedir. Isı pompasının ve tüm sistemin günlük ortalama performans katsayıları ise sırasıyla 2.5 ve 2.2 değerlerindedir (Şekil 4.3). Mart ayında ısı pompasının performans katsayısının 2.5 ile 2.8 arasında, tüm sistemin performans katsayısının ise 2.2 ile 2.5 arasında değiştiği görülmektedir. Isı pompasının ve tüm sistemin günlük ortalama performans katsayıları ise sırasıyla 2.6 ve 2.3 değerlerindedir (Şekil 4.4). Nisan ayında ısı pompasının performans katsayısının 2.6 ile 3.2 arasında, tüm sistemin performans katsayısının ise 2.3 ile 2.8 arasında değiştiği görülmektedir. Isı pompasının ve tüm sistemin günlük ortalama performans katsayıları ise sırasıyla 2.8 ve 2.5 değerlerindedir.

Şekil 4.6-4.10’da aylara göre ısı taşıyıcı akışkanın evaporatöre giriş-çıkış sıcaklıkları (T_{esg} ve $T_{esç}$) ile suyun kondensere giriş-çıkış sıcaklıklarının (T_{ksg} ve $T_{ksç}$) gün boyunca değişimleri verilmiştir. Aralık ayında evaporatöre 1.1-8.2°C arasında değişen kaynak sıcaklıkları sağlanmasına karşın, kondenserde 50-61.1°C arasına sıcak su elde edildiği görülmektedir (Şekil 4.6). Ocak ayında evaporatöre 0.7-8.2°C arasında değişen kaynak sıcaklıkları sağlanmasına karşın, kondenserde 50-61.1°C arasına sıcak su elde edildiği görülmektedir (Şekil 4.7). Şubat ayında evaporatöre 0.5-9.1°C arasında değişen kaynak sıcaklıkları sağlanmasına karşın, kondenserde 51.3-56.2°C arasına sıcak su elde edildiği görülmektedir (Şekil 4.8). Mart ayında evaporatöre 0.6-6.9°C arasında değişen kaynak sıcaklıkları sağlanmasına karşın, kondenserde 51-52.9°C arasına sıcak su elde edildiği görülmektedir (Şekil 4.9). Nisan ayında evaporatöre 0.2-8.5°C arasında değişen kaynak sıcaklıkları sağlanmasına karşın, kondenserde 48.4-53.2°C arasına sıcak su elde edildiği görülmektedir (Şekil 4.10).

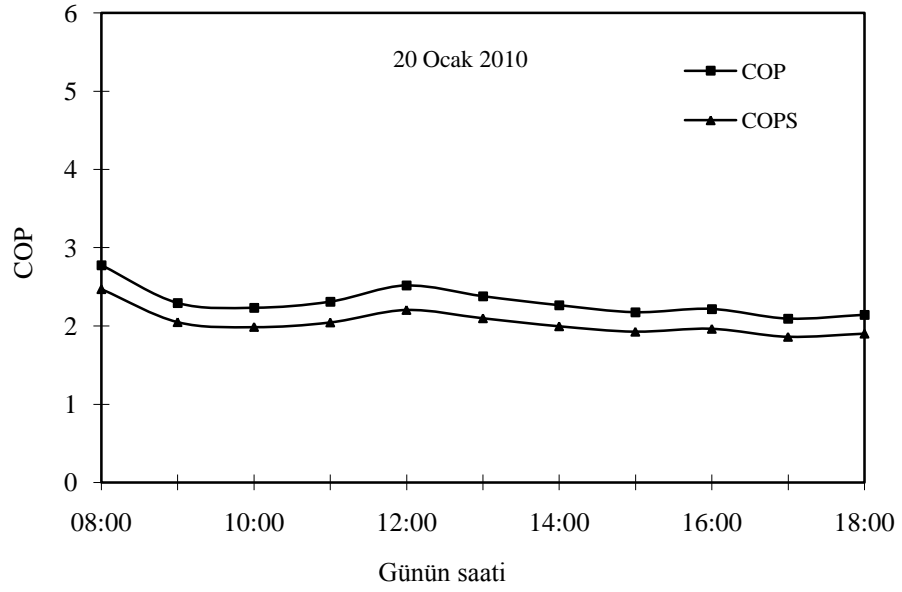
Şekil 4.11-4.15’de aylara göre kondenserden alınan gücün (\dot{Q}_{kon}), evaporatörden çekilen gücün (\dot{Q}_e) ve kompresörün çektiği gücün (\dot{W}_{kom}) gün boyunca değişimi verilmiştir. Aralık ayında kondenser ve evaporatör kapasiteleri gün boyunca ortalama 3.9-5.1kW ve kompresörün çektiği güç ise 2.1kW değerlerindedir (Şekil 4.11). Ocak ayında kondenser ve evaporatör kapasiteleri gün boyunca ortalama 3.9-5.2kW ve kompresörün çektiği güç ise 2.3kW değerlerindedir (Şekil 4.12). Şubat ayında kondenser ve evaporatör kapasiteleri gün boyunca ortalama 3.8-5.1kW ve kompresörün çektiği güç ise 2.0kW değerlerindedir (Şekil 4.13). Mart ayında kondenser ve evaporatör kapasitelerinin gün boyunca ortalama 3.9-5.2kW ve kompresörün çektiği güç ise 1.9kW değerlerindedir (Şekil 4.14). Nisan ayında kondenser ve evaporatör kapasitelerinin gün boyunca ortalama 4.0-5.6kW ve kompresörün çektiği güç ise 2.0kW değerlerindedir (Şekil 4.15).

Şekil 4.16-4.21’de Ocak ayı için aşırı soğutma kızdırma ısı değiştiricisi (ASKID) kullanılması ve kullanılmaması durumunda ısı pompası performans katsayısı (COP),

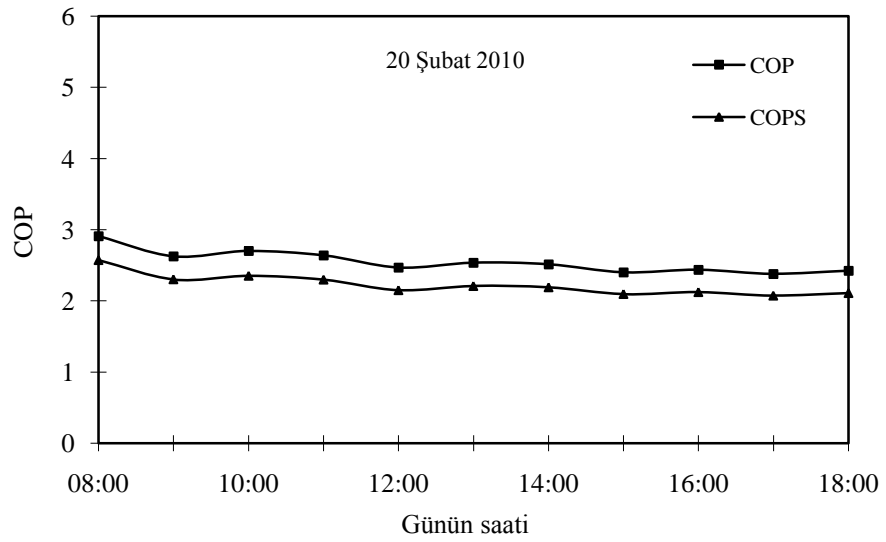
tüm sistemin performans katsayısı (COP_s), evaporatörden çekilen gücün (\dot{Q}_e), kondenserdan çekilen gücün (\dot{Q}_{kon}), kompresörün çektiği gücün (\dot{W}_{kom}) ve kondenser suyu giriş-çıkışlarının gün boyunca değişimi karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Şekil 4.16 ve Şekil 4.17 de görüldüğü üzere sistemde ASKID kullanılması durumunda günlük ortalama COP ve COP_s değerleri sırasıyla 2.29 ve 2.03, kullanılmaması durumunda ise 2.47 ve 2.16 olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.18 ve Şekil 4.19'a bakıldığında ASKID kullanılması durumunda kondenserdan ve evaporatörden çekilen güçlerin arttığı görülmektedir, bununla beraber kompresörden çekilen güç de artmıştır (Şekil 4.20). Şekil 4.21'e bakıldığında ASKID kullanılması durumunda kondenser çıkış suyu sıcaklığı arttığı için artan kondenser çıkış suyu sıcaklığı ile kompresörün çektiği akım da artmıştır. Kompresörün çektiği akımdaki artış oranı, kondenserdan çekilen gücün artış oranından fazla olduğu için ısı pompası ve tüm sistemin performans katsayısında ASKID kullanılması durumunda düşüş görülmüştür. Ayrıca, kondenserdan suyun çıkış sıcaklıkları her iki durumda da sabit tutulabilseydi, ASKID varken COP değerlerinin daha yüksek olduğu görülebilecekti.



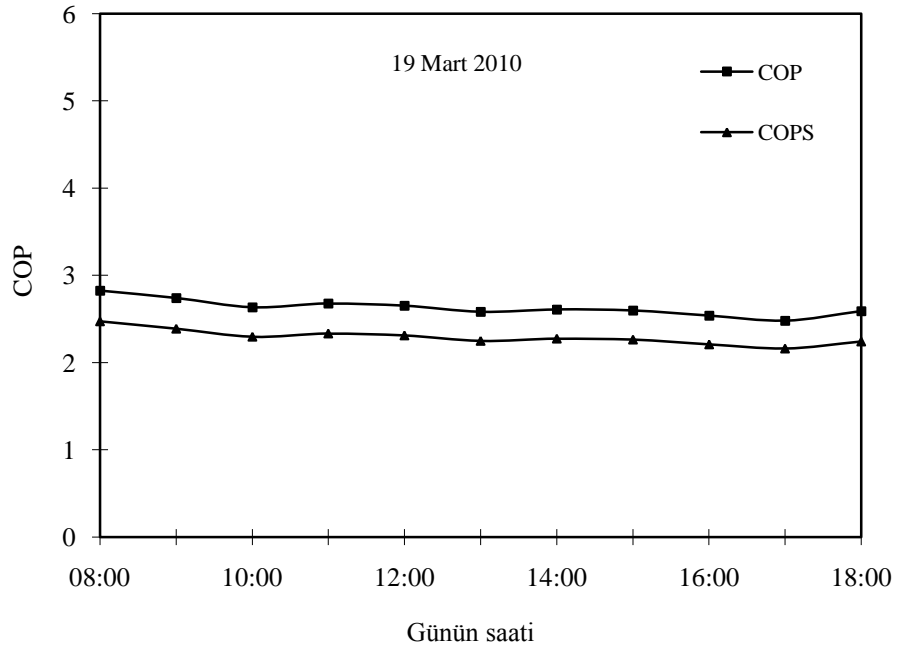
Şekil 4.1. Aralık ayında ısı pompasının (COP) ve sistemin (COP_s) performans katsayılarının gün boyunca değişimi (ASKID var)



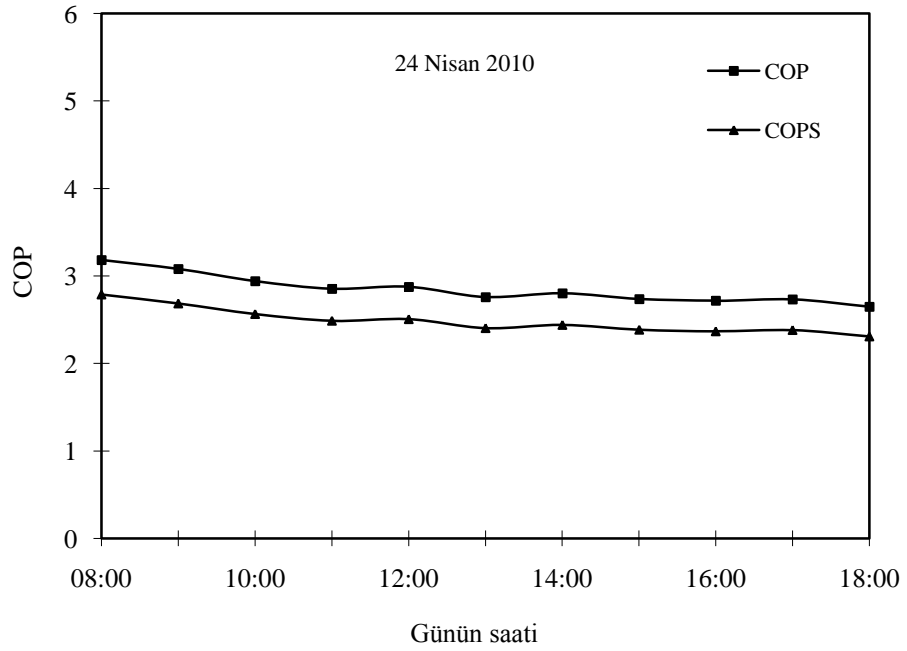
Şekil 4.2. Ocak ayında ısı pompasının (COP) ve sistemin (COP_s) performans katsayılarının gün boyunca değişimi (ASKID var)



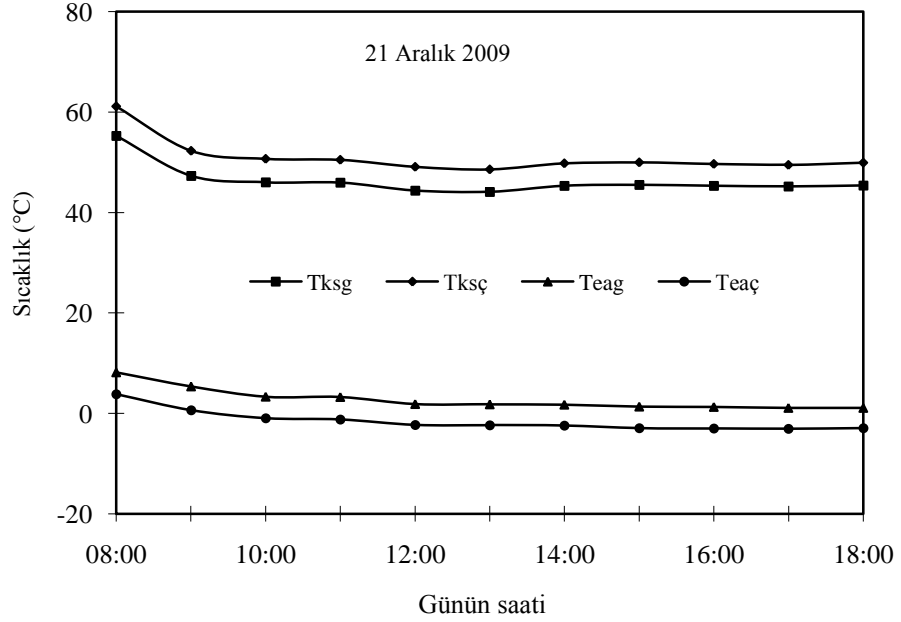
Şekil 4.3. Şubat ayında ısı pompasının (COP) ve sistemin (COP_s) performans katsayılarının gün boyunca değişimi



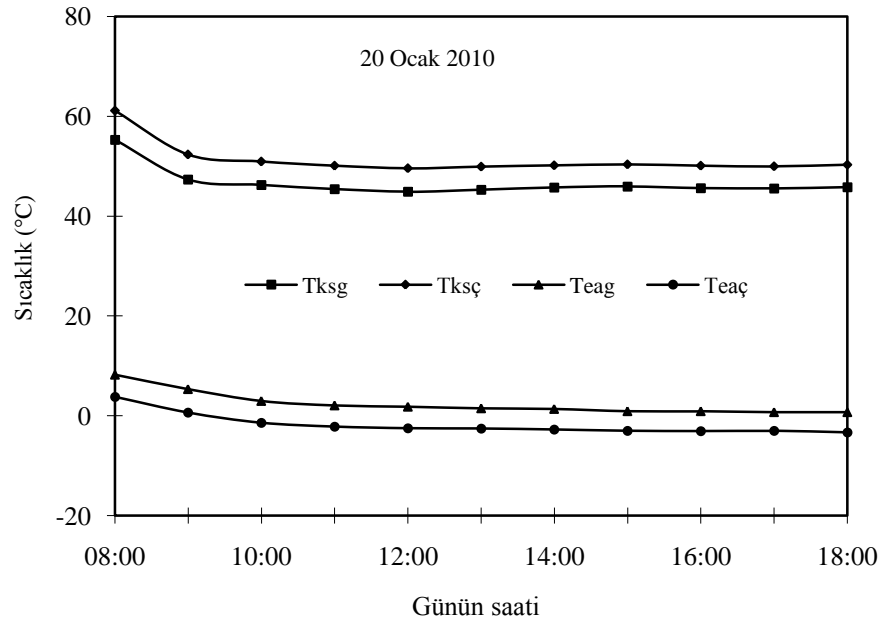
Şekil 4.4. Mart ayında ısı pompasının (COP) ve sistemin (COP_s) performans katsayılarının gün boyunca değişimi



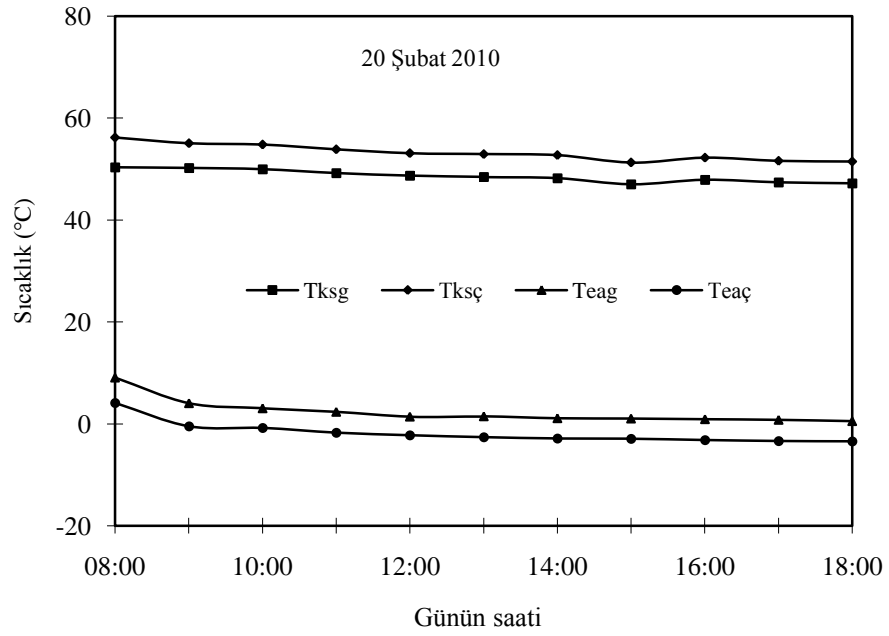
Şekil 4.5. Nisan ayında ısı pompasının (COP) ve sistemin (COP_s) performans katsayılarının gün boyunca değişimi



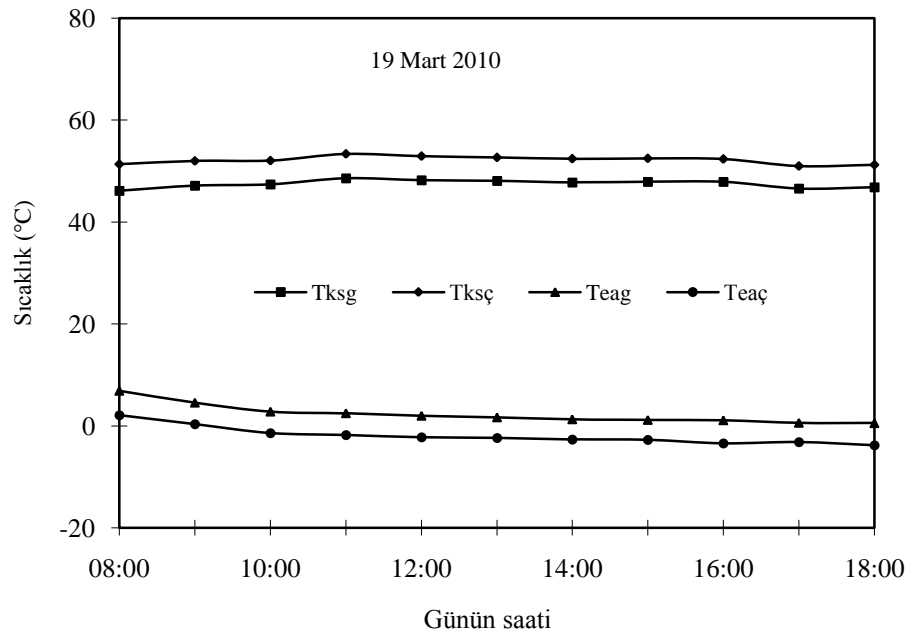
Şekil 4.6. Aralık ayında kondensere suyun giriş-çıkış sıcaklıkları ve buharlaştırıcıya ısı taşıyıcı akışkanın giriş-çıkış sıcaklıklarının gün boyunca değişimi (ASKID var)



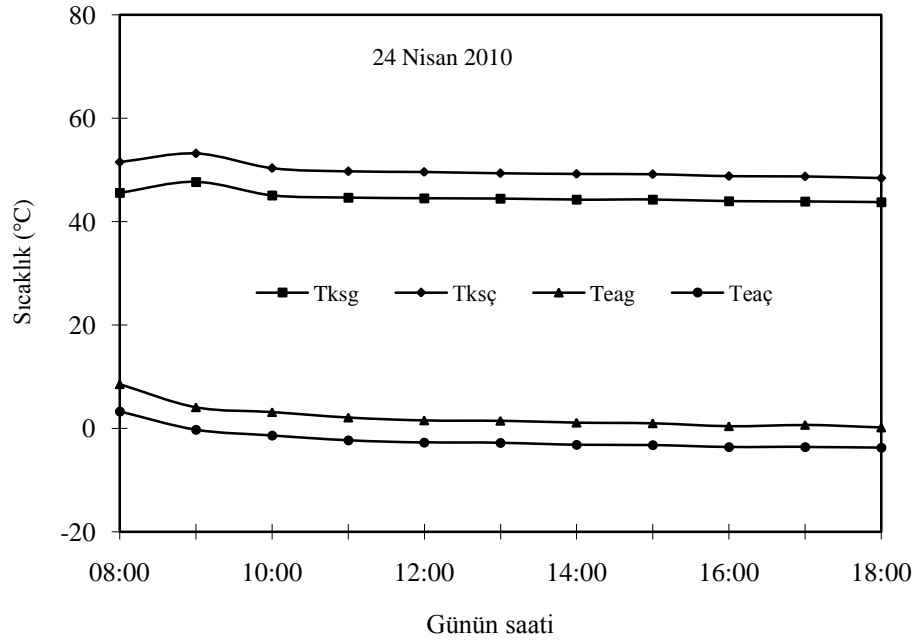
Şekil 4.7. Ocak ayında kondensere suyun giriş-çıkış sıcaklıkları ve buharlaştırıcıya ısı taşıyıcı akışkanın giriş-çıkış sıcaklıklarının gün boyunca değişimi (ASKID var)



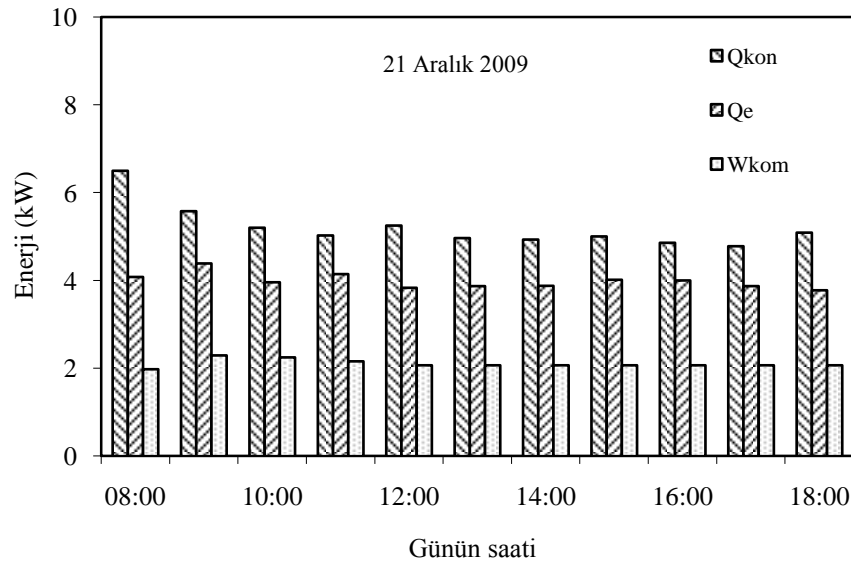
Şekil 4.8. Şubat ayında kondensere suyun giriş-çıkış sıcaklıkları ve buharlaştırıcıya ısı taşıyıcı akışkanın giriş-çıkış sıcaklıklarının gün boyunca değişimi



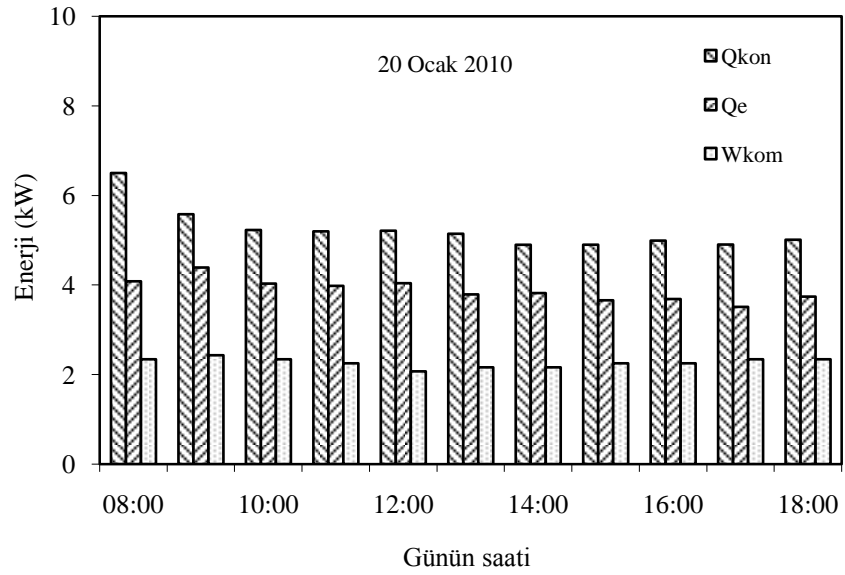
Şekil 4.9. Mart ayında kondensere suyun giriş-çıkış sıcaklıkları ve buharlaştırıcıya ısı taşıyıcı akışkanın giriş-çıkış sıcaklıklarının gün boyunca değişimi



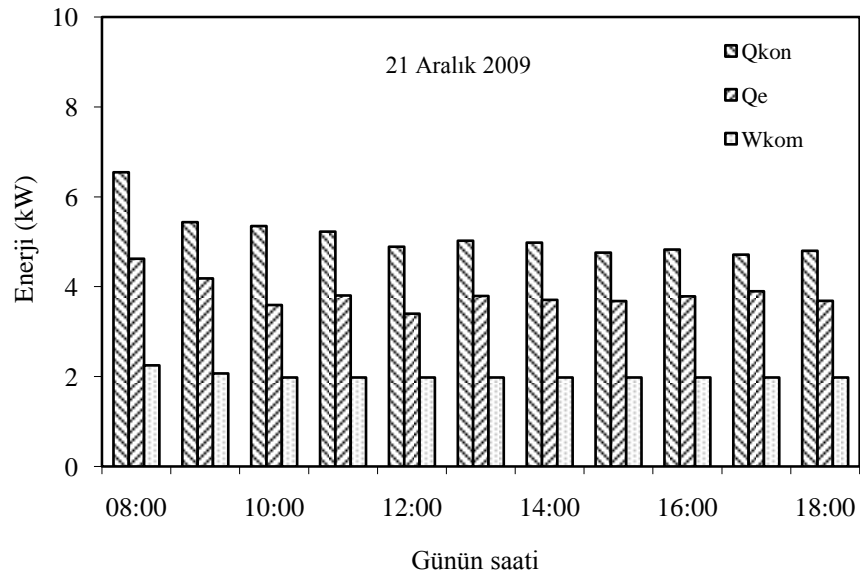
Şekil 4.10. Nisan ayında kondensere suyun giriş-çıkış sıcaklıkları ve buharlaştırıcıya ısı taşıyıcı akışkanın giriş-çıkış sıcaklıklarının gün boyunca değişimi



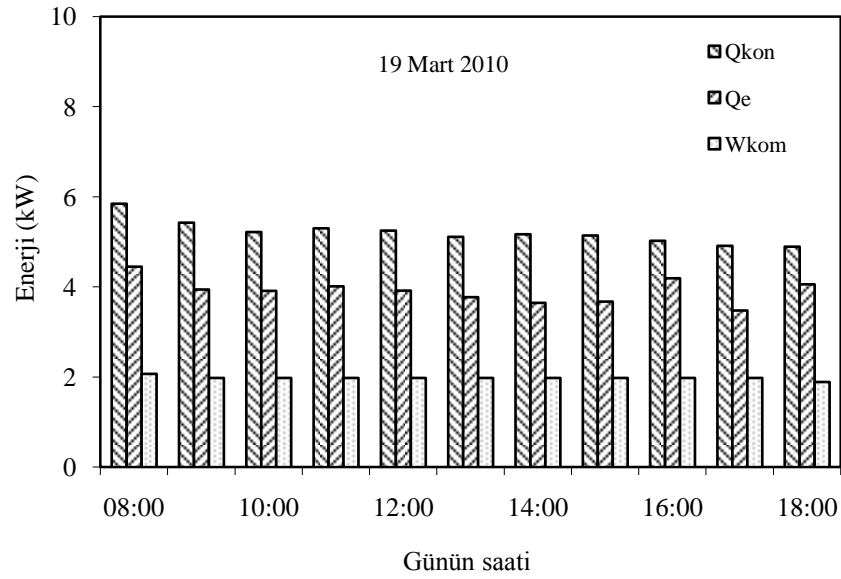
Şekil 4.11. Aralık ayında kondenslerden alınan gücün (\dot{Q}_{kon}), evaporatörden çekilen gücün (\dot{Q}_e) ve kompresörün çektiği gücün (\dot{W}_{kom}) gün boyunca değişimi (ASKID var)



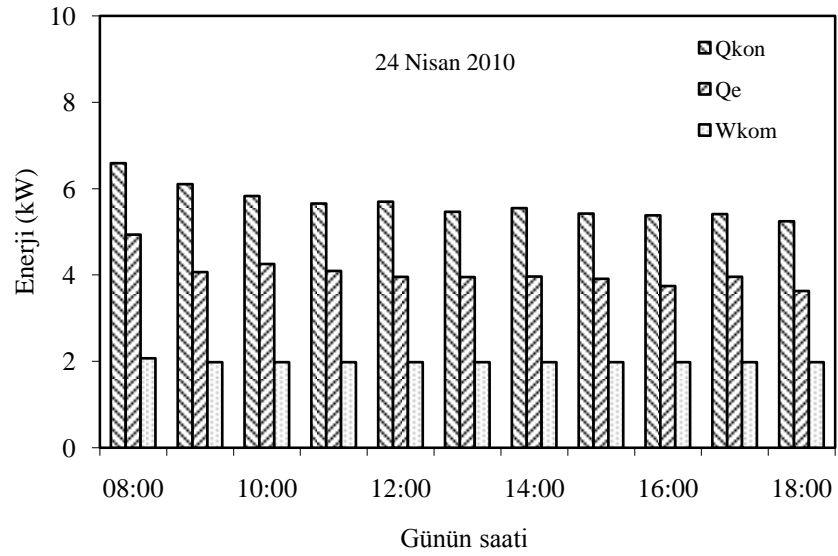
Şekil 4.12. Ocak ayında kondenslerden alınan gücün (\dot{Q}_{kon}), evaporatörden çekilen gücün (\dot{Q}_e) ve kompresörün çektiği gücün (\dot{W}_{kom}) gün boyunca değişimi (ASKID var)



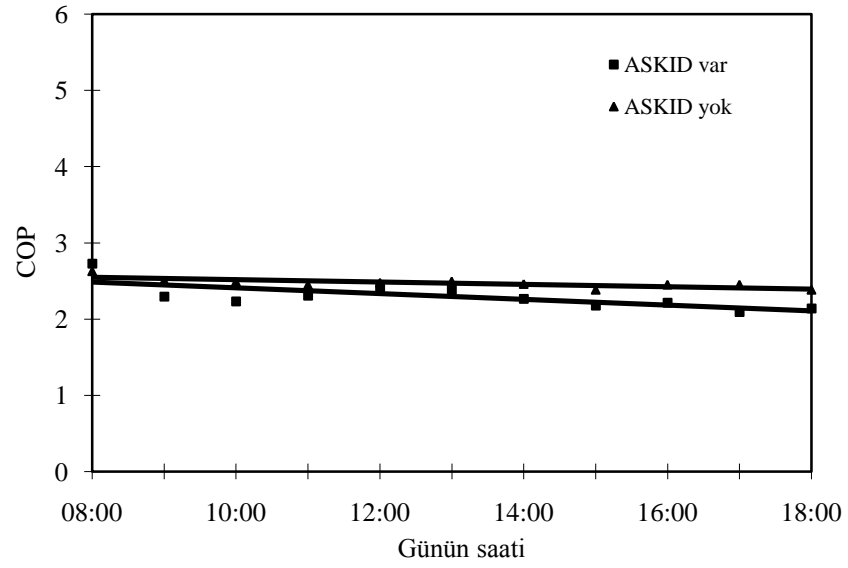
Şekil 4.13. Şubat ayında kondenslerden alınan gücün (\dot{Q}_{kon}), evaporatörden çekilen gücün (\dot{Q}_e) ve kompresörün çektiği gücün (\dot{W}_{kom}) gün boyunca değişimi



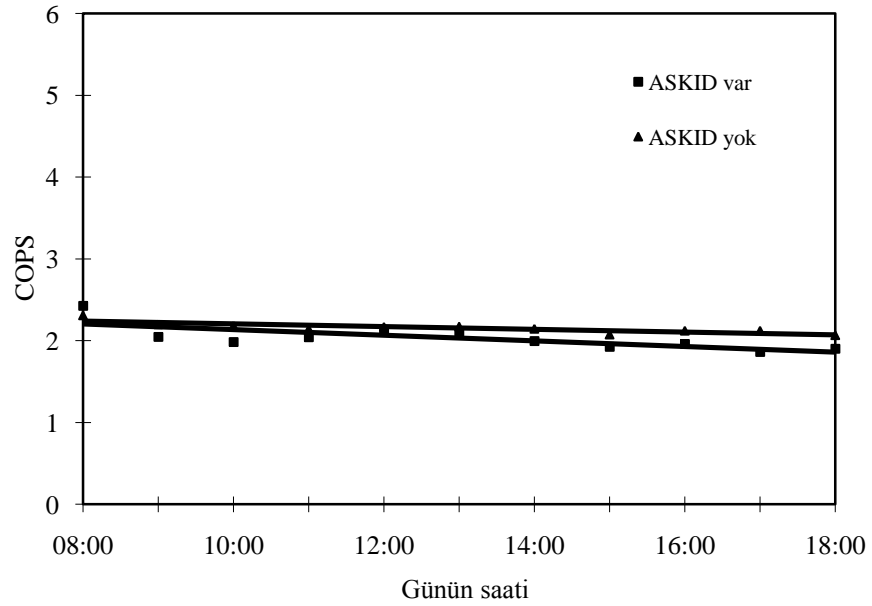
Şekil 4.14. Mart ayında kondenslerden alınan gücün (\dot{Q}_{kon}), evaporatörden çekilen gücün (\dot{Q}_e) ve kompresörün çektiği gücün (\dot{W}_{kom}) gün boyunca değişimi



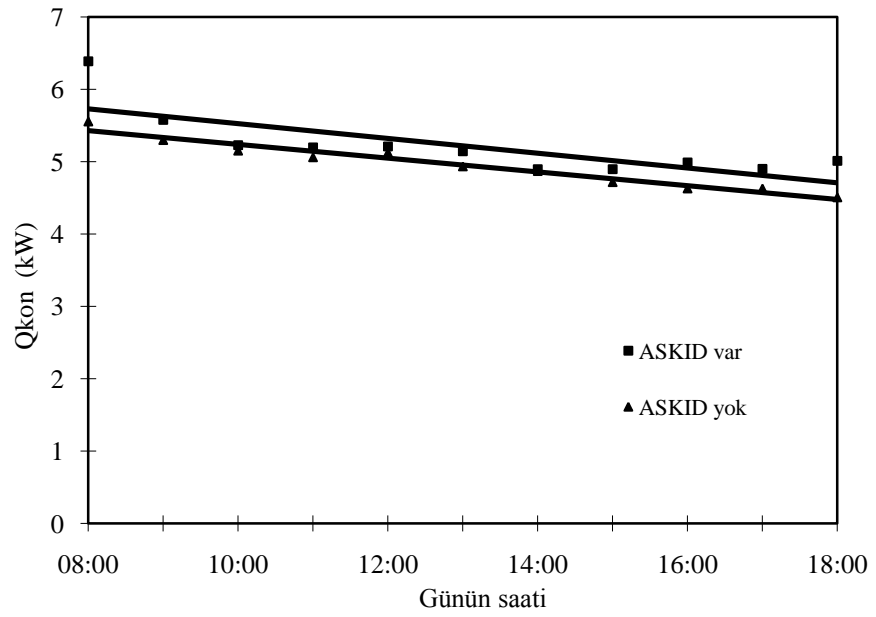
Şekil 4.15. Nisan ayında kondenslerden alınan gücün (\dot{Q}_{kon}), evaporatörden çekilen gücün (\dot{Q}_e) ve kompresörün çektiği gücün (\dot{W}_{kom}) gün boyunca değişimi



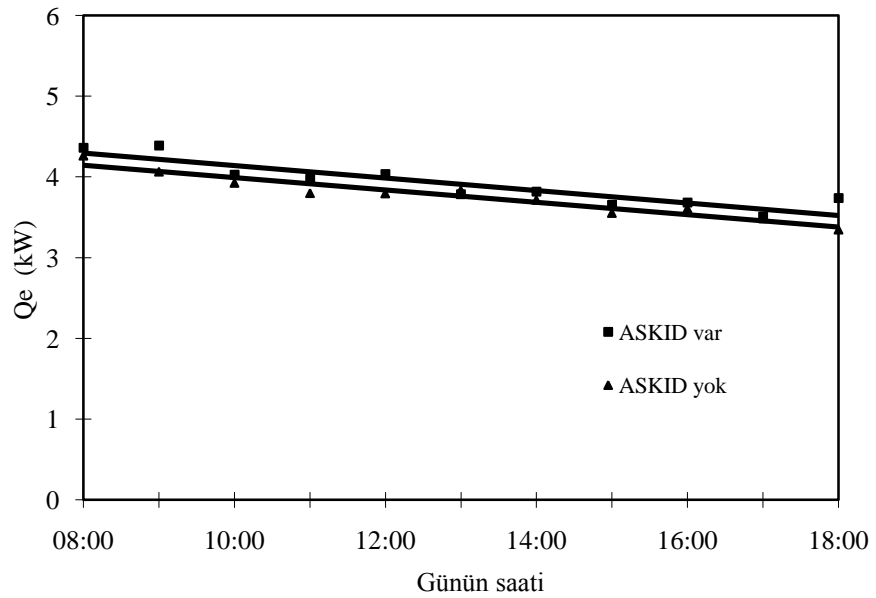
Şekil 4.16. Ocak ayında ASKID kullanılması ve kullanılmaması durumunda ısı pompası performans katsayısının (COP) gün boyunca değişimi



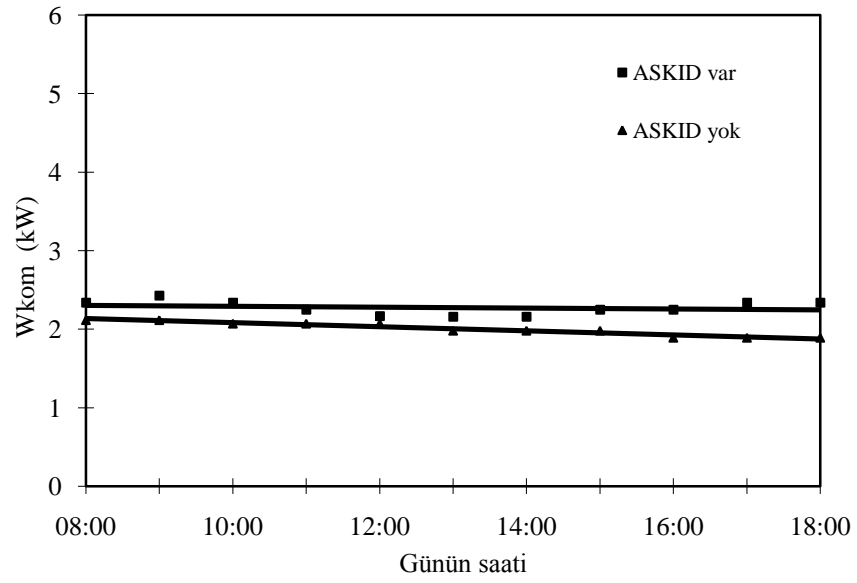
Şekil 4.17. Ocak ayında ASKID kullanılması ve kullanılmaması durumunda tüm sistemin performans katsayısının (COP_s) gün boyunca değişimi



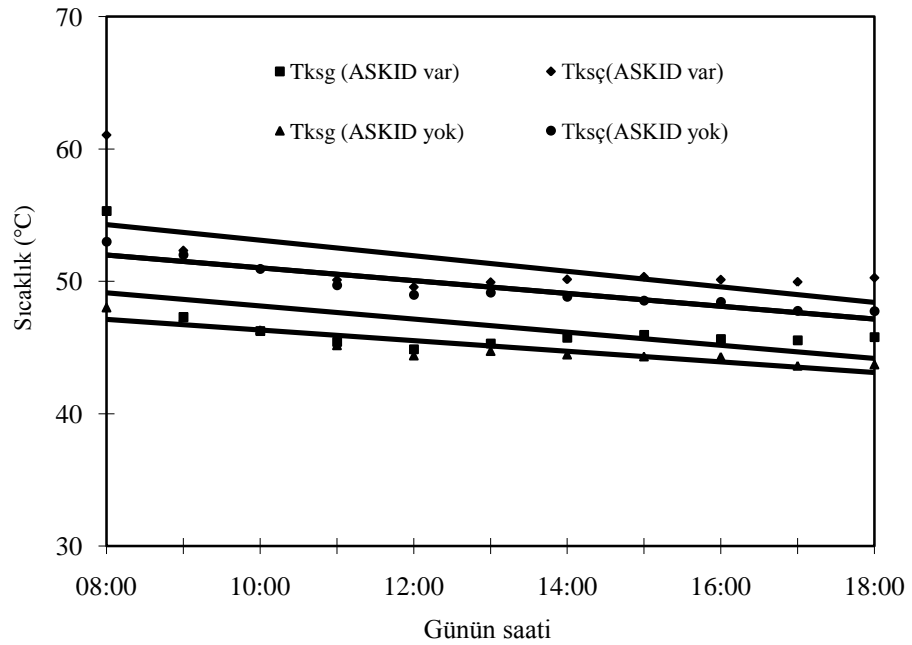
Şekil 4.18. Ocak ayında ASKID kullanılması ve kullanılmaması durumunda kondenserdan çekilen gücün (\dot{Q}_{kon}) gün boyunca değişimi



Şekil 4.19. Ocak ayında ASKID kullanılması ve kullanılmaması durumunda evaporatörden çekilen gücün (\dot{Q}_e) gün boyunca değişimi



Şekil 4.20. Ocak ayında ASKID kullanılması ve kullanılmaması durumunda kompresörün çektiği gücün (\dot{W}_{kom}) gün boyunca değişimi



Şekil 4.21. Ocak ayında ASKID kullanılması ve kullanılmaması durumunda kondenser su giriş ve çıkış sıcaklıklarının gün boyunca değişimi

5. SONUÇ

Toprağın temiz bir enerji kaynağı olması ve yıl boyunca toprak sıcaklığının kararlı olması, ısı kaynağı olarak, ısı pompalarında kullanılmasını cazip hale getirmiştir. TKIP sistemleri, gerekli iyileştirmeler yapıldığı takdirde yüksek performansları ve düşük enerji tüketimleri ile enerjiye yüksek bedeller ödeyen ülkemize ekonomik anlamda yararlar sağlayacaktır. TKIP sistemleri geleneksel ısıtma ve soğutma sistemlerine karşı tüm dünyada önemli bir seçenek oluşturacaktır. İlk yatırım maliyetinin yüksek olmasına rağmen, yurt dışında çok yaygın olarak kullanılan TKIP sistemlerine, ülkemizde ve özellikle kışı sert geçen ilimizde de gereken önem verilmeli ve bu amaç için; maliyetlerin düşürülmesi ve performans değerlerinin iyileştirilmesi konusunda çalışmalar hızlandırılmalıdır.

Günümüzde ısıtma ve soğutma sistemlerinin önemi gün geçtikçe artmaktadır. Geleneksel ısıtma ve soğutma sistemlerine alternatif olan ısı pompası sistemi, son yıllarda en çok rağbet gören sistemler arasındadır. Isı pompası sisteminin, konut ısıtılması ve soğutulmasında kullanılması hem ekonomik bir kazanç hem de doğal kaynakların korunması ve çevre kirliliğinin azaltılması bakımından önemlidir. Isı pompaları geleneksel sistemlere kıyasla ısı enerjisi giderini azaltmakta ve önemli bir enerji kazancı sağlamaktadır. Isı pompaları, çevremizdeki hava, toprak ve su gibi doğal ısı kaynaklarından yararlanılarak endüstriyel uygulamalarda çokça kullanılmaktadır. Isı pompası kullanımının, enerji tasarrufu, atık ısının değerlendirilmesi, güvenilirliğinin yüksek olması, bakım masraflarının az olması, aşınma sorunu olmaması, kullanım ömrünün uzun olması, düşük yüklerde çalışması durumunda bile sistem veriminin yüksek olması ve çevre kirliliği oluşturmaması gibi avantajları vardır. Bu avantajların bilinmesine rağmen henüz yaygın olarak kullanılmamaktadır. Ayrıca pazar payı istenen noktaya gelmemiştir.

Düşük sıcaklığa sahip yenilenebilir enerji kaynakları ısı pompası sistemlerinde kullanılabilir. Hava, su, düşük sıcaklıklı jeotermal sular, deniz suyu, göller, güneş

enerjisi gibi birincil kaynaklar ısı pompaları için temel kaynak oluşturmaktadır. Bu kaynakların ısı pompalarında kullanılması ülkemiz açısından avantaj teşkil etmektedir. Atık ısı, bu şekilde değerlendirilerek ekonomik olarak enerji daha ucuza mal edilmiş olmaktadır.

Birincil kaynaklardan katı, sıvı ve gaz yakıtların yakılmasından dolayı, başta CO₂, NO₂, SO₂ gibi gazların çevre emisyon miktarı artarak zararlı hale gelmektedir. Çevre kirliliği, sağlık sorunları ve iklim değişikliği gibi birçok sorunlar oluşturmaktadır. Isı pompaları, geleneksel ısıtma sistemlerine göre birincil enerjiyi daha az tükettikleri için azot oksit (NO₂), sülfür dioksit (SO₂) ve karbondioksit (CO₂) gibi çevreye zararlı gazların emisyonlarını önemli oranda azaltmaktadır.

Bu çalışmada, Erzurum ilinde toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performansı deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler Erzurum'un ısıtma sezonu boyunca yapılmış ve sonuçlar değerlendirilmiştir. Deneysel ölçümlerden elde edilen sonuçlara göre, ısı pompasının (COP) ve tüm sistemin (COP_s) ortalama performans katsayısı sırasıyla 2.6-2.2 değerlerinde bulunmuştur. Bu çalışma ile Erzurum ilinde toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin bilinen ısıtma sistemlerine bir alternatif olarak kullanılabilmesi deneysel olarak gözlenmiştir.

COP ve COP_s değerlerinin daha yüksek çıkması isteniyorsa, kondenser çıkış suyu daha fazla soğutulmalı, bunun içinde sisteme ilave ısıtma ünitesi eklenmeli ve gereğinden fazla kapasitede sirkülasyon pompaları kullanılmamalıdır. Sürekli değişen evaporasyon sıcaklıklarında çalışan ısı pompası sisteminde, genişleme vanasının bu değişimlere cevap verebilmesi için evaporasyon sıcaklığına göre genişleme vanası ayarı manuel olarak yapılabilir. Böyle durumlarda diğer bir alternatif olarak, değişken evaporasyon sıcaklıklarına göre elektronik genişleme vanası kullanılabilir.

Ayrıca, elde edilen deneysel sonuçlar değerlendirildiğinde, sistemin çalışma şartlarının deneysel sonuçlar üzerinde etkili olduğu gözlemlenmiştir.

KAYNAKLAR

- Abou-Ziyan, H.Z., Ahmed, M.F., Metwally M.N. and Abd El-Hameed, H.M., 1997. Solar-assisted R22 and R134a heat pump systems for low-temperature applications. *Applied Thermal Engineering*, 17 (5), 455-469.
- ASHRAE Temel El Kitabı, Atlanta, (GA): 1989.
- Bakırcı, K., 2004. Erzurum İlinde Güneş Destekli ve Enerji Depolu Isı Pompası Sisteminin Deneysel ve Teorik İncelenmesi, Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Bakırcı, K., Özyurt, Ö., Çomak, Ö. ve Yüksel, B., 2007. Güneş-toprak kaynaklı ısı pompasının deneysel incelenmesi, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 100, 48-53.
- Bakırcı, K., Çomaklı, Ö., Yılmaz, M., Özyurt, Ö., Çomaklı, K. ve Şahin, B., 2009. Soğuk İklim Bölgelerinde Güneş ve Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Deneysel İncelenmesi. Tübitak, Ankara.
- Bakırcı, K., 2010. Evaluation of the performance of a ground-source heat-pump system with series GHE (ground heat exchanger) in the cold climate region. *Energy*, 35 (7), 3088-3096.
- Bi, Y., Wanga, X., Liu, Y., Zhang, H. and Chen, L., 2009. Comprehensive exergy analysis of a ground-source heat pump system for both building heating and cooling modes. *Applied Energy*, 86, 2560-2565.
- Boissavy, C., 1997. Ground Source Heat Pump Systems, International Summer School on Direct Application of Geothermal Energy, Geothermal District Schemes, Course Text, Makedonya.
- Bojic, M., Papadakis, G. and Kyritris, S., 1999. Energy from a two pipe, earth-to-air exchanger, *Energy J.*, 24, 519-523.
- Çengel, Y. A. and Boles, A. M., 1989. *Thermodynamics an Engineering Approach*. McGraw-Hill, USA.
- Couvillion, R. J., 1985. Field and laboratory simulation of earth-coupled heat pump coils, *Ashrae Transactions*, 2b(91), 1326-1334.
- Dağsöz, A.K., 1981. Soğutma Tekniği. *Apraz Matbaacılık Tesisleri*, İstanbul.
- Esen, H. and Inalli, M., 2004. Yatay toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performans değerlendirmesi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 24, 1-10.
- Esen, H. and Inalli, M., 2010. Ann and anfis models for performance evaluation of a vertical ground source heat pump system, *Expert Systems with Applications*, 37 (2010), 8134-8147.
- Fleming, W., 1998. Ground-source heat pump design and operation-experience within an asian country, *Ashrae Transactions*, 1b(104), 771-774.
- Franck, P. and Berntsson, T., 1985. Ground-coupled heat pumps with low-temperature heat storage: some swedish experiences, *Ashrae Transactions*, 2b(91), 1285-1296.
- Healy, P.F. and Ugursal, V.I., 1997. Performance and economic feasibility of ground source heat pumps in cold climate, *International Journal of Energy Research*, 21, 857-870.
- Hepbaşlı, A., 1985. Isı Pompası Sistemleri ve Konut Isıtılması. Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- Hughes, P.J., Loomis, L., O'neil R.A. ve Rizzuto, J., 1985. Results of the residential earth-coupled heat pump demonstration in upstate New York, *Ashrae Transactions*, 2b(91), 1307-1325.
- Hwang, S., Ooka, R. and Nam, Y., 2010. Evaluation of estimation method of ground properties for the ground source heat pump system, *Renewable Energy*, 35 (2010) , 2123–2130.
- Inallı, M. and Esen, H., 2004. Seasonal cooling performance of a ground-coupled heat pump system in a hot and arid climate, *Renewable Energy*, 30 (2005), 1411–1424.
- Inallı, M. and Esen, H., 2004. Experimental thermal performance evaluation of a horizontal ground-source heat pump system, *Applied Thermal Engineering*, 24 (2004), 2219–2232.
- Jeon, J., Lee, S., Hong, D. and Kim, Y., 2010. Performance evaluation and modeling of a hybrid cooling system combining a screw water chiller with a ground source heat pump in a building, *Energy*, 35 (2010), 2006–2012.
- Kara, Y. A., 2007. Experimental performance evaluation of a closed-loop vertical ground source heat pump in the heating mode using energy analysis method, *International Journal of Energy Research*, (2007) 31, 1504–1516.
- Kavanaugh, S., 1989. Design considerations for ground and water source heat pumps in southern climates, *Ashrae Transactions*, 1(95), 1139-1149.
- Kavanaugh, S.P. and Pezent, M.C., 1990. Lakewater applications of water-to-air heat pumps, *Ashrae Transactions*, 1(96), 813-820.
- Kavanaugh, S.P., 1992. Field test of a vertical ground-coupled heat pump in alabama, *Ashrae Transactions*, 2(98), 607-616.
- Kavanaugh, S., 1998. Development of design tools for ground-source heat pump piping, *Ashrae Transactions*, 1b(104), 932-937.
- Kjellsson, E., Hellströmb, G. and Perers, B., 2009. Optimization of systems with the combination of ground-source heat pump and solar collectors in dwellings, *Energy*, 35(6), 2667-2673.
- Koyun, A., Demir, H. and Torun, Z., 2009. Experimental study of heat transfer of buried finned pipe for ground source heat pump applications, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36 (2009), 739–743.
- Leong, W.H., Tarnawski, V.R. and Aittomaki, A., 1998. Effect of soil type and moisture content on ground heat pump performance, *International Journal of Refrigeration*, 21(8), 595-606.
- Martin, S.D., 1990. A design and economic sensitivity study of single-pipe horizontal ground-coupled heat pump systems, *Ashrae Transaction*, 1(96), 634-642.
- Mei, V. C., 1990. Experimental study of direct-expansion ground coil heat exchangers, *Ashrae Transactions*, 1(96), 821-828.
- Meloy, B.R., 1992. Free cooling works for cowlitz county hall of justice, *Ashrae Transactions*, 1(98), 1023-1030.
- Michel A. Bernier, 2001. Ground-coupled heat pump system simulation, *Ashrae Transactions*, 1, 605-616.
- Moser, F. and Schnitzer, H., 1985, *Heat Pump in Industry*. Elsevier Science Publishers B.V., 264, Netherlands.

- Nagano, K., Katsura, T. and Takeda, S., 2005. Development of a design and performance prediction tool for the ground source heat pump system, *Applied Thermal Engineering*, 26, 1578–1592.
- Orkustofnun, I.F., 1998. Geothermal direct use around the world, *geothermal bulletin*, Geothermal Resources Council, 8(27), 235-239.
- Ozgener, O. and Hepbasli, A., 2006. Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems, *Energy and Buildings*, 39 , 66–75.
- Ozgener, O. and Hepbasli, A., 2007 A parametrical study on the energetic and exergetic assessment of a solar-assisted vertical ground-source heat pump system used for heating a greenhouse *Building and Environment* 42 (1), 11-24
- Özkoç, N., 1999. *Uygulamalı Soğutma Tekniği*. Özkan Matbaacılık, Ankara
- Özyurt, Ö., 2002. Isı Pompasının Süt Pastörizasyonunda Kullanımının Deneysel ve Teorik İncelenmesi. Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Partin, J. R., 1985. Sizing the closed-loop earth coupling for heat pumps, *Ashrae Transactions*, 2a(91), 61-69.
- Phetteplace, G. and Sullivan, W., 1998. Performance of a hybrid ground-coupled heat pump system, *Ashrae Transactions*, 1b(104), 763-770.
- Piechowski, M., 1999. Heat and mass transfer model of a ground heat exchanger theoretical development, *International Journal of Energy Research*, 23, 571-588.
- Pulat, E., Coskun, S., Unlu, K. and Yamankaradeniz, N., 2009. Experimental study of horizontal ground source heat pump performance for mild climate in Turkey, *Energy*, 34(9), 1284-1295.
- Rafferty, K.D., 1992. Large tonnage groundwater heat pumps-experiences with two systems, *Ashrae Transactions*, 1(98), 587-592.
- Safemazandarani, P., Edwards, J. A., Johnson, R. R. and Mohammad-Zadeh, Y., 1990. Mathematical modeling of a direct expansion ground-coupled heat pump system, *Ashrae Transactions*, 1(96), 583-589.
- Spilker, E.H., 1998. Ground coupled heat pump loop design usign thermal conductivity testing and the effect of different backfill material on vertical bore length, *Ashrae Transactions*, 1b(104), 775- 779.
- Sulatsky, M.T. and Van Der Kamp, G. 1991. Ground-source heat pumps in the Canadian prairies, *Ashrae Transactions*, 1(97), 374-385.
- Sulatsky, M.T. and Van Der Kamp, G., 1991. Ground-source heat pumps in the canadian prairies, *Ashrae Transactions*, 1(97), 374-385.
- Yamankaradeniz R., and Horuz, I., 1998. The theoretical and experimental investigation of the characteristics of solar-assisted heat pump for clear days, *International Communications in Heatand Mass Transfer*, 25, 885-898.

ÖZGEÇMİŞ

1983 yılında Artvin/Yusufeli'nde doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Erzurum'da tamamladı. 2000 yılında Erzurum Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü kazandı ve 2004 yılında bölümden mezun oldu. 2009 yılında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı. Mezuniyetten sonra 2 yıl kadar özel sektörde çalıştı. 2006 yılında Karayolları 16. Bölge Müdürlüğü'nde göreve başladı. Halen Karayolları 12. Bölge Müdürlüğü'nde görevine devam etmektedir.