

T.C.
NİĞDE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

JEOTERMAL KAYNAKLI ISI POMPASININ
MEVCUT HİDRONİK SİSTEMLERE ENTEGRESİ



Mustafa Tolga BALTA

Yüksek Lisans Tezi

Danışman
Yrd. Doç. Dr. Doğan DEMİRAL

Mart 2005

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğüne

Bu çalışma jürimiz tarafından MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI'nda

YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Hatim ELHATİP Niğde Üniversitesi

(Ünvan, Adı ve Soyadı) (Üniversite)

Üye : Doç. Dr. Adnan MİDİLLİ Niğde Üniversitesi

(Ünvan, Adı ve Soyadı) (Üniversite)

Üye : Yrd. Doç. Dr. Doğan DEMİRAL Niğde Üniversitesi

(Ünvan, Adı ve Soyadı) (Üniversite)

Üye :

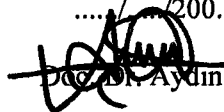
(Ünvan, Adı ve Soyadı) (Üniversite)

Üye :

(Ünvan, Adı ve Soyadı) (Üniversite)

ONAY:

Bu tez, 16/02/2005 tarihinde, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca belirlenmiş olan yukarıdaki jüri üyeleri tarafından uygun görülmüş ve Enstitü Yönetim Kurulu'nun 16.03/2005 tarih ve 2005/05/07 sayılı kararıyla kabul edilmiştir.

...../...../200..

Doç. Dr. Aydın TOPÇU

Enstitü Müdürü

ÖZET

JEOTERMAL KAYNAKLI ISI POMPASININ MEVCUT HİDRONİK SİSTEMLERE ENTEGRESİ

BALTA, Mustafa Tolga
Niğde Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman :Yrd.Doç.Dr. Doğan DEMİRAL

Mart 2005

Bu çalışmada, jeotermal kaynaklı ısı pompası sistemlerinin mevcut hidronik sistemlere entegrasyonu üzerinde çalışılmıştır. Bu amaçla Aksaray yerleşkesinde çıkarılması muhtemel olan bir jeotermal kaynak ile yerleşkede bulunan binaların bu kaynak ile ısıtılabilmesi ele alınmıştır. Bunun için bir prototip jeotermal kaynaklı ısı pompası sistemi tasarlanmış ve tasarımına uygun şekilde bir deney seti hazırlanmıştır. Gerekli ölçüm cihazları ile donatılan jeotermal kaynaklı ısı pompası deney seti, jeotermal kaynak sıcaklığı değiştirilerek çeşitli deneyler yapılarak, elde edilen veriler tablo ve grafiklere aktarılmış ve teorik ile mukayese edilmiştir. Bu çalışmada zaman ve kaynak sıcaklığına bağlı olarak ısı pompasının etkinliği 2.15 ile 2.75 arasında değişmiştir.

Sonuç olarak; jeotermal kaynaklı ısı pompası ile mahal ısıtmanın gerçekleştirilebileceği sonucuna varılmıştır. Bu nedenle binalarda bulunan ısıtma sistemlerinin ısı pompası sistemi ile değiştirilmesi ile hem çevre açısından hem de kendi öz kaynaklarımızın değerlendirmesi açısından ülke ekonomisine katacağı fayda büyüktür.

Anahtar sözcükler: Jeotermal, Isı Pompası, Mahal Isıtma.

SUMMARY
INTEGRATING THE GEOTHERMAL HEAT PUMPS
TO EXISTING HYDRONIC SYSTEMS

BALTA, Mustafa Tolga

Niğde University

Science Institute

Department of Mechanical Engineering

Supervisor : Assist. Prof. Dr. Doğan DEMİRAL

March 2005

In this study, integrating the geothermal heat pumps to existing hydronic systems are examined. For this purpose geothermal source, which can be found in Aksaray Campus, and the buildings of the Campus, which can be heated by this sources is the prior topic of this study. A prototype of geothermal heat pump system designed and arranged, as an experimental model of heat pump system.

Different kinds of experiments are made by changing temperature of geothermal sources with geothermal heat pump experimental set equipped with measurement instruments. The obtained data is transferred to table and graphics, and practical results compared to theoretical results. Coefficient of performance of heat pump system is changed between 2.15 to 2.75 by depending on time and source temperature.

As a result local heating system can be achieved by geothermal heat pump system. For this reason it's advised that existing heating systems should be changed to geothermal heat pump system. By this change there are lots of benefits contributing to national economy, in respect to environment and using our national resources.

Key Words: Geothermal, Heat Pump, Local Heating.

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım da değerli katkılarını esirgemeyen ve yol gösteren danışman Hocam Yrd.Doç. Dr. Doğan DEMİRAL'a teőekkürlerimi sunarım. Ayrıca çalıőmalarım da katkıları olan tüm mesai arkadaşlarıma ve aileme teşekkür ederim.

11/03/2005

Mustafa Tolga BALTA



İÇİNDEKİLER

ÖZET	iii
SUMMARY	iv
TEŞEKKÜR	v
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vi
TABLolar DİZİNİ	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
SİMGE VE KISALTMALAR.....	xii
BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı.....	1
1.2 Tezin Önemi.....	1
1.3 Literatür Özeti	3
BÖLÜM 2. JEOTERMAL ENERJİ VE KULLANIM İMKANLARI	10
2.1 Jeotermal Enerji	10
2.2 Jeotermal Enerjinin Sınıflandırılması ve Kullanım Alanları	11
2.3 Düşük Sıcaklıklı Jeotermal Akışkanın Mekan Isıtmasında Kullanımı	14
2.3.1 Isı pompaları ve ısıtma sistemlerinde kullanılması	18
2.3.1.1 Kullanılan ısı kaynağına göre ısı pompası çeşitleri	19
2.3.1.2 Termodinamik çevrimine göre ısı pompası çeşitleri	21
2.4 Türkiye’de Mevcut Durum	23
2.4.1 Tüketim miktar ve değerleri	25
2.5 Dünya’da Mevcut Durum	26
2.6 Jeotermal Enerjinin Kullanımına İlişkin Sorunlar	27
2.6.1 Çevresel sorunlar	27
2.6.2 İşletme sorunları	27
2.6.3 Kimyasal sorunlar.....	28
2.6.4 Yasal sorunlar	28
2.6.5 Teknik sorunlar.....	29

2.6.6 Standartlaşma sorunları	29
2.6.7 Tekelleşme sorunları.....	30
2.7 Jeotermal Sahalarda Reenjeksiyon.....	30
2.7.1 Reenjeksiyon parametreleri	31
BÖLÜM 3 MATERYAL METOT	32
3.1 Teorik Çalışmalar	32
3.1.1 Merkezi ısıtma sistemi modelleri	32
3.1.2 Bina ısı kaybı modeli	35
3.1.3 Derece-Gün ve derece saat metodu	35
3.1.4 Isıtıcı eleman modeli	37
3.1.5 Bina enerji depolama modeli	38
3.1.6 Aksaray Yerleşkesi ve ısıtma sistemi modeli	39
3.1.7.Mekan ısı ihtiyacı modeli	42
3.1.8 Isı pompası modeli	43
3.1.8.1 Yoğuşturucu	47
3.1.8.2 Termostatik genişleme valfi	47
3.1.8.3 Buharlaştırıcı	48
3.1.8.4 Kompresör	49
3.1.8.5 Isı pompası modeli ekserji analizi	49
3.2 Deneysel Çalışmalar	54
3.2.1 Kullanılan ekipmanların özellikleri	59
3.2.1.1 Kompresör	59
3.2.1.2 Yoğuşturucu	59
3.2.1.3 Buharlaştırıcı	60
3.2.1.4 Soğutucu akışkan	60
3.2.1.5 Sirkülayan pompaları	62
3.2.1.6 R134a alçak ve yüksek basınç prosestatları.....	62
3.2.1.7 Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı devresi su debi kontrolü	62
3.2.1.8 Isı kontrolü.....	62
3.2.1.9 Voltmetre	63
3.2.1.10 Ampermetre	63
3.2.1.11 Cosφ metre	63

3.2.2 Deneysel Ölçümler	63
3.2.2.1 Gaz devresi	63
3.2.2.2 Su devreleri	63
3.2.2.3 Elektrik devresi	64
BÖLÜM 4 DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ VE ÖNERİLER	65
KAYNAKLAR.....	76
EKLER.....	80



TABLolar DİZİNİ

Tablo 2.1 Jeotermal akışkanların sıcaklıklarına göre kullanım alanları	12
Tablo 2.2 Türkiye’de jeotermal enerji ile ısıtılacak potansiyel yerleşim birimleri	24
Tablo 2.3 Halen işletilmekte olan jeotermal ısıtma sistemleri ve kapasiteleri	25
Tablo 2.4 Malzeme yapısının korozyona direnci.....	28
Tablo 2.5 Reenjeksiyon parametreleri	31
Tablo 3.1 Yerleşkede bulunan mevcut binaların ısıtma ihtiyaçları	41
Tablo 4.1 Deney tesisatında bulunan elemanların kütle, enerji ve ekserji analizi	54



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1	Jeotermal ve Hidro-termal kaynak ve oluşumu için gerekli yapı.....	10
Şekil 2.2	Dünya’da jeotermal enerjinin direkt kullanımı	13
Şekil 2.3	Jeotermal enerjinin doğrudan ve dolaylı kullanımı	14
Şekil 2.4	Isı pompasında enerji akışı	18
Şekil 2.5	Toprak kaynaklı ısı pompası ve kullanım çeşitleri	19
Şekil 2.6	Yer altı su kaynaklı ısı pompası ve kullanım çeşitleri	20
Şekil 2.7	Yer üstü su kaynaklı ısı pompası ve kullanım çeşitleri	20
Şekil 2.8	Mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi	22
Şekil 2.9	Jeotermal enerjinin Türkiye’de ve dünyada kullanımı	24
Şekil 2.10	2001 yılında karşılanan tüketimin kaynaklara dağılımı	26
Şekil 3.1	Isıtıcı eleman modelinin şematik gösterimi	38
Şekil 3.2	Aksaray Yerleşkesinin konumu.....	40
Şekil 3.3	Kurulacak olan Aksaray yerleşkesinin krokisi	41
Şekil 3.4	2003 yılı günlük maksimum, minimum ve ortalama dış hava sıcaklıkları	42
Şekil 3.5	Bina alanı/hacim oranına bağlı olarak dış kabuk ortalama ısı geçiş katsayısı..	43
Şekil 3.6	Aksaray’da 100 m ² lik bir dairenin aylara göre ısı ihtiyacı	43
Şekil 3.7	Carnot ısı makinesi ve çevrimin T-s diyagramında gösterimi.....	44
Şekil 3.8	Buhar sıkıştırırmalı çevrimin Lnp-h diyagramı	46
Şekil 3.9	Termostatik kısılma vanası için kızgınlığın ısı yükü değişimi	49
Şekil 3.10	Deney sisteminde devreler arası enerji transferi	57
Şekil 3.11	Jeotermal ısı pompası deney düzeneği şeması	58
Şekil 3.12	Jeotermal ısı pompası deney düzeneği	59
Şekil 3.13	Deney tesisatında yoğuşturucunun görünümü	60
Şekil 3.14	Deney tesisatında buharlaştırıcının görünümü	61
Şekil 3.15	Çeşitli soğutucu akışkanların etkinliklerinin karşılaştırılması	62
Şekil 4.1	Isıtma devresi su sıcaklıklarının zamana göre değişimi	66
Şekil 4.2	Isı pompası su devreleri sıcaklıkları.....	67
Şekil 4.3.	Elektrik şebekesinin gerilim değişimi	67
Şekil 4.4	Muhtelif projelendirme sıcaklıklarına göre, dış hava sıcaklığı-kazan suyu çıkış sıcaklığı değişimi.....	68

Şekil 4.5	Deney düzeneğinin EES programı ile elde edilen P-h diyagramı	69
Şekil 4.6	Yoğuşturucu su devresi ısı yükünün, ısıtma tesisatı gidiş ve dönüş suyu sıcaklıkları farkına göre değişimi	70
Şekil 4.7	Kompresör tarafından tüketilen enerjinin zamana göre değişimi	71
Şekil 4.8	Soğutucu akışkanın kompresör güç tüketimine etkisi.....	72
Şekil 4.9	Etkinliğin zamana göre değişimi.....	72
Şekil 4.10	Yoğuşturucu debisi sabit 560 lt/h iken etkinliğin değişimi.....	73
Şekil 4.11	Buharlaştırıcı debisi sabit 500 lt/h iken etkinliğin değişimi	73
Şekil 4.12	Çeşitli sistemlerin enerji maliyetleri	74



SİMGE VE KISALTMALAR

A	: Alan [m ²]
C _p	: Sabit basınçta özgül ısı [kJ/kg.K]
C _v	: Sabit hacimde özgül ısı [kJ/kg.K]
COP	: Etkinlik
DG	: Isıtma derece-gün metodu
DS	: Isıtma derece-saat metodu
E	: Enerji [kWh]
h	: Özgül entalpi [kJ/kg]
I	: Akım [A]
\dot{I}	: Tersinmezlik [kW]
JIP	: Jeotermal ısı pompası
\dot{m}	: Kütle akış debisi [kg/sn]
P	: Basınç [bar]
S	: Entropi [kJ/kg.K]
T	: Sıcaklık [°C veya K]
U	: Isı transfer katsayısı [W/m.K]
W	: Güç [kW]
X	: Ekserji [kW]
cosφ	: Güç faktörü
ρ	: Yoğunluk [kg/m ³]
Δ	: Diferansiyel fark
η	: Verim
η _{vol}	: Volumetrik verim
η _{II}	: II. Kanun verimi

Alt İndisler

buh	: Buharlaştırıcı
c	: Çıkış
C	: Carnot
çk	: Çalışma Kızgınlığı
e	: Elektrik
g	: Giriş
gen	: Üretim
gv	: Termostatik genişleme vanası
h	: Saat
H	: Yüksek
i	: İç
kayıp	: Kayıp
komp	: Kompresör
L	: Düşük
m	: Mekanik
o	: Dış
r	: Soğutucu akışkan
Sta	: Statik Kızgınlık
vol	: Volumetrik
y	: Yıl
yoğ	: Yoğuşturucu

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Tezin Amacı

Bulduğumuz bölgede düşük sıcaklıklı (40°C civarında) jeotermal kaynaklar bulunmaktadır. Bu kaynakların varlığı çeşitli sondaj çalışmalarıyla (Ziga, Karbogaz, Mercedes-Benz Türk sondajları) ortaya konmuştur. Bu sondajlardan Karbogaz sondajı Üniversite yerleşkesine 5-6 km mesafededir. Bu kaynaklardan faydalanan bir ısı pompası tasarlayarak binaların ısıtılması amaçlanmıştır. Bu amaca uygun su-su tipi 5-6 kW gücünde prototip bir ısı pompası deney seti kurulmuştur. Ülkemizde mevcutta yaygın olarak kullanılan radyatörlü sistemin ısı pompası sistemine dönüşümü araştırılmaktadır.

1.2 Tezin Önemi

Enerji sosyal ve ekonomik gelişmenin bir ölçütü olup, enerji sektöründeki temel politika; ülkenin enerji talebinin zamanında, yeterli miktarda, gerçekçi bir biçimde ve hedeflenen büyümeye bağlı olarak karşılanmasını ve sosyo-ekonomik kaynakların etkili kullanımını da sağlayarak enerji politikalarının geliştirilmesini gerektirir.

Dünya'da 1970'li yıllarda yaşanan enerji krizleri enerji üretimi, enerji tüketimi ve enerji yapılarında önemli değişikliklere yol açmıştır. Enerji tasarrufu uygulanmış, petrole olan bağımlılık azaltılmaya çalışılmış ve kömür, doğalgaz vs. önem arz etmiş ve alternatif enerji kaynaklarının araştırılması ve bunlarda maksimum ölçüde yararlanılabilmesi için çalışmalar başlatılmıştır.

Modern yaşamın ve nüfus artışının doğal sonucu olarak enerjiye olan talep sürekli artmakta, buna karşın halen geniş ölçüde kullanılan fosil kökenli yakıt kaynakları ise hızla azalmaktadır. Her ne kadar alternatif enerji kaynakları üzerine yapılan bilimsel çalışmalardan olumlu sonuçlar alınsa da, bu yollardan elde edilen enerji, bugün için, hayli pahalı olmaktadır. Yeryüzündeki petrolün 50-60 yıl, kömürün ise 200-250 yıl kadar sonra tükeneceği öngörülmektedir. Bu da insanlık tarihi dikkate alındığında çok kısa bir süredir. O halde; elde var olan enerji kaynaklarının en uygun şekilde kullanılması zorunludur [1].

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Tezin Amacı

Bulduğumuz bölgede düşük sıcaklıklı (40°C civarında) jeotermal kaynaklar bulunmaktadır. Bu kaynakların varlığı çeşitli sondaj çalışmalarıyla (Ziga, Karbogaz, Mercedes-Benz Türk sondajları) ortaya konmuştur. Bu sondajlardan Karbogaz sondajı Üniversite yerleşkesine 5-6 km mesafededir. Bu kaynaklardan faydalanan bir ısı pompası tasarlayarak binaların ısıtılması amaçlanmıştır. Bu amaca uygun su-su tipi 5-6 kW gücünde prototip bir ısı pompası deney seti kurulmuştur. Ülkemizde mevcutta yaygın olarak kullanılan radyatörlü sistemin ısı pompası sistemine dönüşümü araştırılmaktadır.

1.2 Tezin Önemi

Enerji sosyal ve ekonomik gelişmenin bir ölçütü olup, enerji sektöründeki temel politika; ülkenin enerji talebinin zamanında, yeterli miktarda, gerçekçi bir biçimde ve hedeflenen büyümeye bağlı olarak karşılanmasını ve sosyo-ekonomik kaynakların etkili kullanımını da sağlayarak enerji politikalarının geliştirilmesini gerektirir.

Dünya'da 1970'li yıllarda yaşanan enerji krizleri enerji üretimi, enerji tüketimi ve enerji yapılarında önemli değişikliklere yol açmıştır. Enerji tasarrufu uygulanmış, petrole olan bağımlılık azaltılmaya çalışılmış ve kömür, doğalgaz vs. önem arz etmiş ve alternatif enerji kaynaklarının araştırılması ve bunlarda maksimum ölçüde yararlanılabilmesi için çalışmalar başlatılmıştır.

Modern yaşamın ve nüfus artışının doğal sonucu olarak enerjiye olan talep sürekli artmakta, buna karşın halen geniş ölçüde kullanılan fosil kökenli yakıt kaynakları ise hızla azalmaktadır. Her ne kadar alternatif enerji kaynakları üzerine yapılan bilimsel çalışmalardan olumlu sonuçlar alınsa da, bu yollardan elde edilen enerji, bugün için, hayli pahalı olmaktadır. Yeryüzündeki petrolün 50-60 yıl, kömürün ise 200-250 yıl kadar sonra tükeneceği öngörülmektedir. Bu da insanlık tarihi dikkate alındığında çok kısa bir süredir. O halde; elde var olan enerji kaynaklarının en uygun şekilde kullanılması zorunludur [1].

Dünya enerji ihtiyacının gittikçe artması ve mevcut enerji kaynaklarının tükenmek üzere olması, alternatif enerji kaynakları araştırmalarını artırmaktadır. Alternatif enerji kaynakları arasında yer alan jeotermal enerji, temiz ve yenilenebilir enerji kaynağı olması sebebiyle oldukça önemli bir konumdadır.

Ülkemizdeki toplam enerjinin yaklaşık %40'ı yalnızca konutların ısı konforunu temin etmek için kullanılmaktadır. Ülkemizde konut ısı konforunda kullanılan yakıtlarda karbondioksit (CO₂) emisyonu sera etkisine bakıldığında, Kömür % 100, Petrol % 81, Doğalgaz % 57 olup, çevre dostu Jeotermal Enerji % 3 ile yok denecek kadar azdır. Enerji ithal eden ve fosil enerji kaynakları bakımından yetersiz olan Türkiye için jeotermal enerjinin değerlendirilmesi son derece önemlidir [1].

Isınmada kullanılan bu yakıtların birim konut maliyetlerine bakıldığında; jeotermal enerjinin ucuzluk sıralamasına göre doğalgaz, kömür ve petrolden çok daha ucuz olması öz kaynağımız olan jeotermal enerjinin önemini daha da artırmaktadır. Dünya'da hızla artan petrol fiyatları sebebi ile alternatif ucuz enerji kaynaklarından jeotermal enerjiye olan ilginin artması temiz çevre açısından son derece sevindiricidir.

Son yıllarda, bütün dünyada çevresel problemlerin büyümesi nedeniyle enerji kullanımının doğal çevre üzerindeki etkileri konusu da oldukça önem kazanmıştır.

Çevresel problemlerden en önemlisi hava kirliliğidir. Hava kirliliğinin temel nedeni enerji dönüşümü ve kullanımınıdır. Bu bağlamda, temel kirleticiler olarak adlandırılan bileşikler; kükürt dioksit (SO₂), azot oksit bileşikleri (NO_x) ve karbondioksit (CO₂) emisyonlarıdır. Bu emisyonları azaltabilmek için Avrupa Birliği ülkeleri başta olmak üzere bir protokol gerçekleştirilmiştir ve Kyoto Protokolü gereği temel kirleticileri ortaya çıkaracak ürünlerin kullanımı kontrol altına alınmaya çalışılmıştır. Tüm dünya ülkeleri çevre kirleticiler emisyonları sınırlandırmak ve kontrol edebilmek amacıyla çevre dostu enerji kaynaklarına yönelmektedir. Bu enerji kaynaklarının en önemlilerinden biri de aynı zamanda kendi öz kaynağımız da olan çevre dostu jeotermal enerjidir.

Jeotermal enerji, yer kabuğunun çeşitli derinliklerinde birikmiş ısının oluşturduğu, sıcaklığı 20°C 'nin üzerinde bulunan içerisinde erimiş mineral, çeşitli tuzlar ve gazlar içerebilen sıcak su ve buhar olarak tanımlanabilir [1]. Jeotermal akışkanlardan elektrik üretimi ve ısıtmacılıkta yararlanılabildiği gibi bunların yanı sıra kimyasal madde üretimi, seracılık gibi çok farklı amaçlarla da yararlanılmaktadır.

Ülkemiz jeotermal enerji potansiyeli açısından dünyadaki zengin ülkeler arasında yer almaktadır. Türkiye’de toplam 1000 dolayında sıcak ve mineralli su kaynağı ve jeotermal akışkan çıkan kuyu noktası vardır. Bilinen jeotermal alanların %95’i ısıtmaya uygundur. Türkiye’de az sayıda da olsa yüksek entalpili jeotermal alanlar da keşfedilmiştir [2].

Enerji ihtiyacının arttığı ve yeni enerji kaynaklarının hızla araştırıldığı dünya ülkelerinde, jeotermal enerjiden önemli ölçüde yararlanılmaya başlanmıştır.

Jeotermal enerji, yer kabuğunun sahip olduğu ısının doğal olarak yeraltındaki sulara aktarılması ve ısınan suyun yeryüzüne ulaşması sonucu ortaya çıkan bir enerji türüdür.

Türkiye’de 1962 yılında başlayan jeotermal enerji aramaları sonunda bugün bazı sahalarda uygulamalara geçilmesine rağmen, önemli yararlanma düzeyine ulaşamamıştır [2].

Ülkemizde bulunan jeotermal kaynakların büyük bir kısmı düşük entalpidir. Bu çalışma da düşük entalpili jeotermal kaynaklar ile mahal ısıtmak amacıyla jeotermal ısı pompası sistemi tasarlanarak, düşük sıcaklıklarda bulunan jeotermal akışkanların sıcaklıkları yükseltmek sureti ile mevcut hidronik sistemlere entegrasyonu çalışılacaktır.

1.3 Literatür Özeti

İnsan yaşamının vazgeçilmez bir parçası olan enerji, geçmişte olduğu gibi bugün de dünya ve Türkiye gündeminde tartışılan konuların başında yer almaktadır. Enerji, ülkelerin ekonomik ve sosyal olarak gelişiminde, dolayısıyla toplumsal refahın artırılmasında vazgeçilmez bir unsur olmaya devam etmektedir. Ülkemizde enerji tüketiminin büyük bir kısmının konut ısıtmasında kullanıldığı göz önüne alındığında, konut ısıtmasında jeotermal enerjinin kullanılmasının ne denli önemli olduğu açıktır.

Bina ısıtmak amacı ile jeotermal kaynaklar doğrudan veya dolaylı olarak kullanıma sunulur. Doğrudan kullanımda, jeotermal kaynağın ısısı bir eşanjör yardımı ile bina ısıtma tesisatı su devresine aktarılır. Yalnız bu sistem de dikkat edilmesi gereken en önemli husus, jeotermal kaynak sıcaklığının Tablo 2.1’de verilen Lindal diyagramına göre 80°C civarında olması gerekir. Bu nedendir ki, sıcaklığı 40°C’nin altında olan jeotermal akışkanlardan bu şekilde faydalanmak mümkün değildir. Fakat bu

tip kaynaklardan bir ısı pompası yardımı ile faydalanılır. Bunun için bir su-su tipi ısı pompasının buharlaştırıcısında düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynaktan ısı çekip, yoğunlaştırıcısında bina ısıtma tesisatı için sıcak su üretilir. Bu tip sistemler “Jeotermal Isı Pompası” olarak adlandırılır [3].

Jeotermal akışkanın kullanımı akışkanın sıcaklığına bağlı olan metotlar vardır. Bu metotlar, direkt ısı eşanjörü ile kullanımı ve ısı pompası uygulamasıdır. Isı pompası akışkanın düşük sıcaklıklı olması durumunda direkt ısı eşanjörü sistemi yerine sıklıkla kullanılır. Bu tezde çalışılacak konu, radyatörlü sistemin ısı pompası sistemine dönüşümü araştırılmaktadır.

Isı pompası teknolojisi 1930’lu yıllarda gelişmeye başlamış ve hala gelişimini sürdürmektedir. 1930’lu yıllarda “ekonomik ütopya” olarak görülmekte idi. Önemli derecede hızlı çalışmalar İsveçli mühendisler tarafından 1939 ve 1945 yılları arasında yapılmıştır. Ayrıca bu süre içinde ABD’de iklimlendirme cihazları endüstrisi oluşmuştur ve ABD 1960 yıllarında yüz binlerce ısı pompası üretmiştir [4].

Jeotermal kuyularda suyun sıcaklığı kuyu derinliğine göre değişmektedir. Jeotermal kaynak sıcaklığının kuyu derinliğine göre değişimi için literatürde farklı bağıntılar mevcuttur. Sıcaklık değişimi;

$$T=12,8+27,4*Z$$

T: sıcaklık [°C]

Z: derinlik [km]

Konut ısıtmasında jeotermal suyun doğrudan kullanımında kaynak sıcaklığının 80°C civarında olması gerektiği göz önüne alındığında, yukarıda bulunan bağıntıya göre kuyu derinliğinin 2200 m civarında olması gerekir. Fakat 35 °C sıcaklık için 810 m’lik bir kuyu derinliği yeterli olacaktır. Aradaki derinlik farkı hem kuyu maliyeti açısından hem de pompaj maliyeti bakımından, kurulabilecek bir ısıtma tesisini hem kuruluş aşamasında hem de işletme aşamasında maliyeti olumsuz bir şekilde etkiler. Niess, yukarıda belirtilen nedenlerden dolayı maliyeti azaltmak için jeotermal ısı pompası kullanılabileceğini ortaya koymaktadır..

Niess, tarafından yapılan bir çalışmada bu konu detaylı olarak ele alınmıştır. Niess çalışmasında, 915m derinliğinde, 20 l/s debi ve 38 °C sıcaklıktaki jeotermal kaynaktan ısı çekerek 74 °C sıcaklıkta ve 28 l/s debide sıcak temiz su elde edildiğini ve

sistemin toplam ısı yükünün 644 kW olduğunu ve bu kaynak direkt olarak ısıtma sisteminde kullanılması durumunda eşdeğer ısı yükü için 2347 m derinlikte kuyu gerektiğini ortaya koymuştur.. Bu iki durumun ekonomik analizini yapan Niess, yatırım maliyeti için ısı pompasının %65 daha ekonomik, işletme maliyeti içinse %88 tasarruf sağlandığı sonucuna varmıştır [5].

Niess, yaptığı başka bir çalışmada, ısı kaynağı olarak 1,5 km derinlik ve 54 °C sıcaklıklı 20 l/s debideki bir jeotermal kuyunun kullanıldığı, 2580 kW ısıtma kapasiteli jeotermal ısı pompasının sıvı yakıt kullanan konvansiyonel ısıtma sistemi ile karşılaştırdığında 10 yıllık zaman zarfında, tasarrufun 1.469.200 \$ olduğunu belirlemiştir. Isı pompası etkinlik katsayısı 3,5 sistemin amortismanını ise 4 yıl olarak tespit etmiştir [6].

Kunze ve Forsgren, jeotermal kaynakları sıcaklıklarına göre sınıflandırdığı çalışmalarında, 50°C' nin altındaki kaynakların jeotermal ısı pompası uygulamaları için, 50-80 °C arası sıcaklıkların direkt kullanım için, 130 °C'nin üzerindeki sıcaklıkların ise elektrik üretimi için uygun olduğunu belirtmişlerdir. 50 °C'nin altındaki kaynakların jeotermal ısı pompaları için tipik etkinlik katsayısını 3,5-4,5 arasında olduğunu ve en az %25 enerji tasarrufu sağlanacağını ortaya koymuşlardır [7].

Başka bir çalışmada Jaud jeotermal ısı pompası ile ısıtma yapılan, biri döşemeden ısıtmalı diğeri normal radyatörlü iki farklı ısıtma sisteminin enerji analizini yapmış ve jeotermal ısı pompasının farklı bir uygulaması olan bu ilk sistemle %46 enerji tasarrufu sağlandığını ortaya koymuştur [8].

Kara, su-su tipi prototip bir jeotermal ısı pompası düzeneği hazırlamış, deneysel olarak sistemin performansını saptamıştır. Bir bilgisayar simülasyon programı geliştirerek deneysel sonuçlarla uyumunu test etmiştir. Deney seti, 30-35 °C sıcaklıktaki jeotermal su kaynağından yararlanılarak kendisine bağlantısı yapılmış kapalı devre ısıtma tesisatı suyunu, jeotermal su sıcaklığından daha yüksek sıcaklığa (45 °C) kadar ısıtan ve soğutucu akışkan olarak R-22 kullanılan bir ısı pompası sistemini ele almıştır. Etkinliği (COP) deneysel olarak 2.8 civarında bulunduğunu ileri süren Kara, programdan elde edilen COP değerinin ise yaklaşık olarak 4.5 civarında olduğunu ortaya koymuştur. R-500 veya R-134a ile çalışılması durumunda daha yüksek performans elde edileceği gibi daha yüksek sıcaklıkta su üretilbileceğini ve R-22 ile sadece tabandan ısıtmanın mümkün olabileceği sonucuna varmıştır [9].

Dvorov ve Ledentsova'nın çalışmasında Rusya için 80 °C ve üzerindeki sıcaklıklardaki kaynakları kullanarak direkt ısıtma yapmak yerine düşük sıcaklıklardaki kaynaklardan ısı pompası ile yararlanmanın daha ekonomik olduğunu yaptığı çalışma da ortaya koymuştur [10].

Küçükçalı, mevcut sıcak sulu ısıtma sisteminin alternatifi olan hava-su, su-su ve toprak-su tipi ısı pompalarının bugünün koşullarında ekonomik olarak değerlendirilerek, kullanılabilirliklerini ve ekonomikliklerini araştırmıştır. Isı pompalarının sıcak sulu ısıtma amacıyla kullanımında bugün için de bir potansiyel olduğunu vurgulamıştır. Özellikle yeterli ve uygun kalitede yer altı suyu bulunması durumunda su-su tipi ısı pompasının daha cazip olduğunu ileri sürmüştür [11].

Büyükalaca, ve arkadaşları tarafından Adana ili için 1981-1996 yılları arasında ısıtma ve soğutma sezonları için minimum, maksimum ve ortalama derece gün sıcaklıkları elde ederek, Seyhan Nehri için 1999-2000 yılları arasında su sıcaklıkları kaydetmişlerdir. Seyhan Nehri'ni ısı kaynağı ve kuyusu olarak kullanmanın uygunluğu, diğer ilgili parametrelerin ve hava/su verilerinin karşılaştırmışlardır. Kurulan sistemde hem havanın hem de suyun ısı kaynağı/kuyusu olarak kullandığını belirtmişlerdir. Yapılan deneyler sonucunda suyun ısı kaynağı/kuyusu olarak kullanımı özellikle ısıtma ve soğutma sezonlarının başlangıçlarında çok daha verimli olduğunu ileri sürmüşlerdir. Isı pompası sisteminin birden fazla ısı kaynağı/kuyusu kullanabilecek şekilde dizaynının mümkün olduğunu yaptıkları çalışma ile ortaya koymuşlardır. Çalışmada yapılan sistem, temelde suyu ısı kaynağı/kuyusu olarak kullanıldığını, ancak havadan ısı çekmesi (veya ısıyı havaya deşarjı) yönünde de değiştirilebildiğini belirtmişlerdir. Bu sistemler akıllı kontrol sistemleriyle desteklenmesi gerektiği sonucuna varmışlardır. Bu sistemlerin, kuyu/kaynak sıcaklığının ve fanlar/pompalar gibi yardımcı elemanların enerji tüketimlerini değerlendirmesiyle, hangi ısı kaynağı/kuyusunun daha ekonomik olduğuna ilk kararı veren düzenek olduğunu belirtmişlerdir. Birden fazla ısı kaynağı/kuyusu kullanabilen ısı pompası sistemlerinin, basit ısı pompalarından dezavantajının ise bunların çok yüksek ilk yatırım maliyetlerine sahip olmaları gösterilmiştir. Türkiye'nin enerji tüketimindeki hızlı artış ve son zamanlardaki enerji ithalatı göz önünde bulundurulduğunda, ısıtma ve soğutma sezonunda ısı pompası sisteminde su kaynaklarının kullanılması havanın kullanılmasına göre daha ekonomik olduğu sonucunu ortaya koymuşlardır [12].

Toprak kaynaklı veya jeotermal kaynaklı ısı pompaları, yüksek enerji kullanım verimleri nedeniyle, konutların ve ticari yapıların ısıtılması ve soğutulması için en verimli etkin teknolojilerden biridir. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri uzun yıllardır gelişmiş ülkelerde kullanılmasına rağmen, bu sistemlerin Türkiye’de kullanımı göreceli olarak yenidir.

Ülkemizde üniversite düzeyinde deneysel olarak ilk defa gerçekleştirilen, Hepbaşlı ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmanın amacı, güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı bir ısı pompası sisteminin teorik ve deneysel olarak performans karakteristiklerini incelemektir. Sistemi, derinliği 50 m olan 4 inç çapındaki U-tipindeki borusu olan bir toprak ısı değiştiricisi, bir güneş kolektörü, kurulan bir ısı pompası cihazı ve iki fan-coil cihazı olmak üzere, dört ana bileşenden oluşturmuşlardır. Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı bu ısı pompası sistemi, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü’ndeki 65 m²’lik bir dershanenin ısıtma ve soğutma yükü, tasarım koşullarında sırasıyla, 3.8 ve 4.2 kW olan bir dershaneye kurulmuştur. Sistemi, 17 Mayıs 2000’de işletmeye alındığını ve bu tarihten itibaren ısıtma ve soğutma modunun her ikisinde performans testlerinin yapıldığını belirtmişlerdir. Isı pompasının ve tüm sistemin etki katsayısı değerlendirilmiş ve bu bağlamda, sistemin performansının iyileştirilmesine yönelik önerilerde bulunulmuştur [13].

Son yıllarda ülkemizde de adını özellikle konut ısıtma amaçlı olarak sıkça duymaya başladığımız ısı pompası sistemlerinde dış hava, toprak, nehir suyu, göl suyu,... gibi bir ortam kış şartlarında düşük sıcaklık kaynağı olarak kullanılarak alınan ısı, ısıtılması hedeflenen hacme aktarılmakta; yaz şartlarında ise serinletilmesi hedeflenen hacimden alınan ısı bu sefer yüksek sıcaklık kaynağı olarak görev yapan dış hava, toprak, nehir suyu, göl suyu,vb.ne transfer edilmektedir. Sıcaklık kaynağı veya kuyu olarak kullanılacak ortamın seçilmesi ise iklim şartları, coğrafik yerleşim, ilk yatırım maliyeti gibi pek çok faktöre bağlı olmaktadır.

Berntsson, binalarda ve endüstride kullanılan ısı pompaları için ısı kaynaklarını araştırmış ve bunun yanında, seçilen ısı kaynaklarına göre çevresel etkileri de incelediğini yaptığı çalışmada ortaya koymuştur. Bazı ülkelerdeki endüstriyel ısı pompası tesisleri ve ısı pompası tiplerine göre dağılımları ile endüstriyel sektörlere ait verilerle, ısı kaynağı sıcaklıklarını tespit etmiştir. Isı pompası tipi seçerken, ısı kaynağı boyutları ve sıcaklıklarını araştırmıştır. CO₂ emisyonlarının azaltılması için ısı

pompalarının fiyat etkileri diğer ısıtma yapan teknolojilerle karşılaştırmıştır. Sonuç olarak; ısı pompaları bir çok durumda gelecekte CO₂ emisyonlarının azaltılmasına yönelik olabileceği ve özellikle daha büyük sistemler için, sera gazı emisyonlarının azaltılması yönünden su temelli ve atmosfer havası temelli ısı pompaları aralarında oldukça büyük farklar olduğunu saptamıştır [14].

Bjelm'in gerçekleştirdiği araştırmada 13 MW gücünde jeotermal ısı pompası konut ısıtma uygulamasını araştırmış ve araştırmasının sonucunda jeotermal ısı pompasının amortismanının 3,5 yıl olduğunu gözlemlemiştir [15].

Jeotermal ısı pompasının bir binadaki mevcut radyatörlü ısıtma sistemine (kaloriferli ısıtma sistemi) nasıl entegre edileceği üzerinde durulması gereken önemli bir noktadır. Çünkü bilindiği gibi ülkemizde ve özellikle bölgemizdeki en yaygın ısıtma sistemi radyatörlü (hidronik) sistemlerdir.

Halozan, hidronik sistemlerin Avrupa'da çok yaygın olması nedeni ile bu sorunu incelediği çalışmasında JIP'nin hidronik ısıtma sistemlerine entegrasyonu konusunda faydalı öneriler ileri sürmektedir. Avrupa'da yaygın olarak kullanılan hidronik sistemlerin ülkemizdekilerle aynı olduğu ve benzer çalışma rejimine sahip oldukları bu makaleden görülmektedir. Halozan, fosil yakıt (kömür yada fuel-oil) yakan bir kazan sıcak su sirkülasyon pompası, dağıtım boruları ve radyatörlerden (veya radyatör yerine döşemeden ısıtma) oluşan bir sistem olarak tanımlanan hidronik sistemler için iki tür çalışma rejiminden bahsetmektedir. Bunlardan birinci nevi sistemlerde, kazandan ayrılıp radyatörlere giden suyun sıcaklığı 90 °C iken ikinci tür sistemlerde bu sıcaklığın 60-72 °C civarındadır. Birinci tür sistemlerde radyatör yüzey sıcaklığının yüksek olması ortam havasının kurumasına neden olduğundan ikinci tür sistemler Avrupa'da daha fazla tercih edilir olmuştur. Hatta Halozan, bu sıcaklığın son yıllarda dizayn aşaması için 55°C'ye düştüğünü ileri sürmüştür. Ayrıca döşemeden ısıtma için dizayn sıcaklığının tipik değerinin 45°C olduğunu fakat uygulamada artık bu sıcaklıkların radyatörlü sistemler için 50°C ve döşemeden ısıtmalı sistemler için 40°C olduğunu da belirtmektedir. Halozan çalışmasının devamında bu sıcaklıkların ısı pompası uygulaması için fevkalade uygun ve karşılanabilir olduğunu vurgulamakta ve JIP'nin kolayca sisteme entegre edilebileceğini belirtmektedir. Bunun için sadece kazanın ısı pompası ile yer değiştirmesinin yeterli olacağını ileri sürmektedir.. Burada asıl sorunun binanın ısıl ihtiyacının JIP'nin nominal ısıtma gücünün altına düştüğü zaman JIP'nin

on/off durumuna düşmesine dikkat çekmektedir. Çünkü JIP'nın nominal dizayn kapasitesi, ısıtma sezonunun en soğuk aylarında binanın ısı ihtiyacını karşılayacak şekilde seçildiğini belirtmiştir. Daha sıcak zamanlarda binanın ısı ihtiyacında azalma olacağı için, bir ısıtma sezonu boyunca binanın ısı istemi JIP'nın nominal kapasitesi altına düşebileceğini belirtmektedir.. Öte yandan hidronik sistemlerde çalışma rejimi örneğin günde 10-14 saat sürekli çalışma şeklinde olduğunu dolayısı ile sistemin on/off rejimine girmesi önlenmesi gerektiği sonucuna varmıştır. Bu sorunun çözümü için Halozan, değişken hızlı kompresör kullanmak suretiyle sürekli kapasite kontrolü yöntemini önermektedir [16].

Sullivan ve Martinez, makalesinde ilk kez 1940'lı yıllarda ortaya çıkan jeotermal ısı pompalarının bugün Amerika'da yılda 35000 adet üniteye ulaştığını belirtmiştir [17].

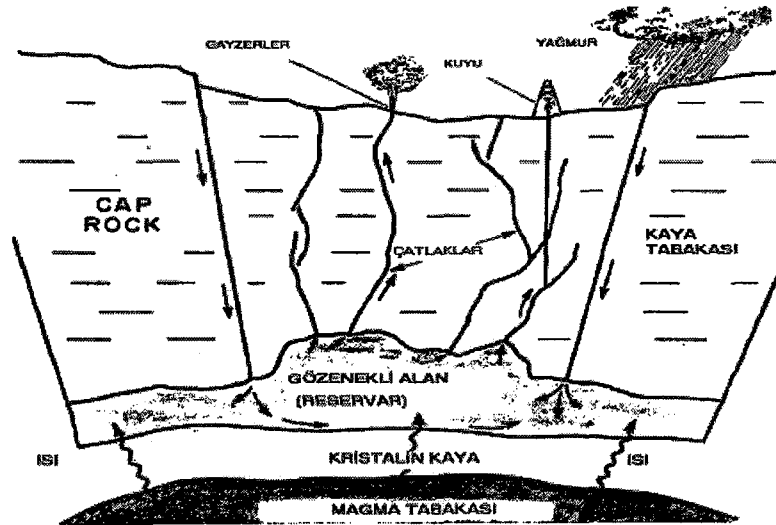
Mathen, çalışmasında, çalışır vaziyetteki 10 adet JIP'nın yıllık performans seviyelerini tespit etmiş ve konvansiyonel ısıtma sistemleri ile karşılaştırma yaparak net enerji tasarrufunu tespit etmiştir. Elde ettiği sonuçlara göre kuyu pompasının tükettiği enerji miktarının sistem performansı üzerinde önemli bir etkisi olduğunu ve performansını %10-15 etkilediğini ve bu yüzden pompa seçiminde dikkatli davranılması gerektiğini söylemektedir. Ayrıca ısı pompası buharlaştırıcısının jeotermal sudan tecrit edilmesi gerektiğini söylemiştir. Aksi halde kirlenmeden dolayı ısı transferinin kötüleştiğini belirtmektedir. İncelediği bütün sistemler için ısıtma modunda ortalama yıllık ısıtma tesir katsayısını 2.07 ve soğutma modunda soğutma tesir katsayısı 1.3 olduğunu belirtmiştir [18].

BÖLÜM 2

JEOTERMAL ENERJİ VE KULLANIM İMKANLARI

2.1 Jeotermal Enerji

Jeotermal enerji, yerkabuğunun çeşitli derinliklerinde birikmiş ısının oluşturduğu, sıcaklıkları sürekli olarak bölgesel atmosferik ortalama sıcaklığın üzerinde olan ve çevresindeki normal yeraltı ve yerüstü sularına göre daha fazla erimiş mineral, çeşitli tuzlar ve gazlar içerebilen sıcak su ve buhar olarak tanımlanabilir [1]. Ayrıca herhangi bir akışkan içermemesine rağmen bazı teknik yöntemlerle ısısından yararlanılan, yerin derinliklerindeki "Sıcak Kuru Kayalar" da jeotermal enerji kaynağı olarak nitelendirilmektedir [1]. Yeraltına sızan sular burada gözenekli ve geçirimli özellikleri bulunan hazne kayalarda toplanır. Hazne kayalar üstünde geçirimsiz örtü kayalar vardır. Isı, yerkabuğundaki kırık veya çatlaklarda dolaşan sular vasıtasıyla yeryüzüne aktarılır. Eğer yerkabuğunda doğal su dolaşımını sağlayacak yeterli kırık yoksa ve ısı birikimi tespit edilirse, oluşturulacak yapay kırıklardan dolaştırılacak akışkanlardan enerji elde edilmesi mümkündür. Jeotermal enerji alanları, etkin depremlerin olduğu tektonik bakımdan aktif olan genç volkanların bulunduğu kuşaklardır. Jeotermal – hidrotermal kaynak ve oluşumu için gerekli yapı Şekil 2.1’de verilmiştir. Yeryüzüne ulaşan buhar ve sıcak suyun içerdiği enerjiden ya doğrudan ya da başka enerji türlerine dönüştürülerek yararlanılmaktadır.



Şekil 2.1 Jeotermal – Hidrotermal kaynak ve oluşumu için gerekli yapı [19]

2.2 Jeotermal Enerjinin Sınıflandırılması ve Kullanım Alanları

Ülkelere göre değişik sınıflandırmalar olmasına rağmen jeotermal enerji, sıcaklık içeriğine göre kabaca üç gruba ayrılır.

1- Düşük Sıcaklıklı Sahalar	(20-70°C)
2- Orta Sıcaklıklı Sahalar	(70-150°C)
3- Yüksek Sıcaklıklı Sahalar	(150°C'den yüksek)

Düşük ve orta sıcaklıklı sahalar, bugünkü teknolojik ve ekonomik koşullar altında başta ısıtmacılık olmak üzere (sera, bina, zirai kullanımlar), endüstride (yiyecek kurutulması, kerestecilik, kağıt ve dokuma sanayiinde, dericilikte, soğutma tesislerinde), kimyasal madde üretiminde (borik asit, amonyum bikarbonat, ağır su, akışkandaki CO₂ den kuru buz eldesinde) kullanılmaktadır. Tablo 2.1 Lindal diyagramında jeotermal akışkanların sıcaklıklarına kullanım alanları verilmiştir. Ancak, orta entalpili sahalarındaki akışkanlardan da elektrik üretimi için teknolojiler geliştirilmiş ve kullanıma sunulmuştur. Yüksek entalpili sahalarından elde edilen akışkan ise, elektrik üretiminin yanısıra entegre olarak diğer alanlarda da kullanılabilir. [19].

Jeotermal kaynaklar sıcaklıklarına göre kullanımında çeşitlilik göstermektedir. Tablo 2.1'de jeotermal akışkanların sıcaklıklarına göre kullanım alanları verilmiştir [19].

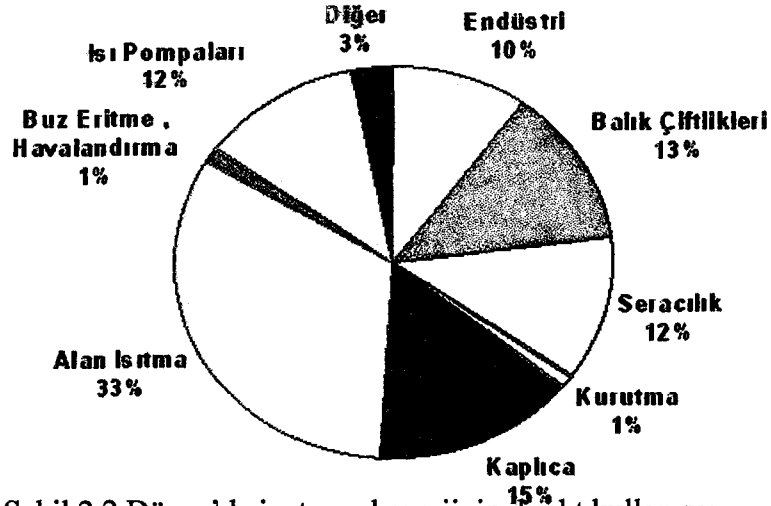
Son yıllarda bir çok ülke, jeotermal merkezi ısıtma sistemine gösterdiği ilgi artmaktadır ve bir çok jeotermal merkezi ısıtma projesi başarılı bir şekilde hayata geçirilmiştir. Araştırmacılar ve mühendislerin tecrübeleri, jeotermal merkezi ısıtma sisteminin dizaynında ve kontrolünde çok önemli bir rol oynar [20].

Tablo 2.1 Jeotermal akışkanların sıcaklıklarına göre kullanım alanları [19]

Sıcaklık (°C)	KULLANIM ALANI	Elektrik Üretimi	Isıtma
180	Yüksek konsantrasyon solüsyonun buharlaşması, amonyum absorpsiyonu ile soğutma	+	
170	Hidrojen sülfid yoluyla ağır su eldesi	+	
160	Kereste, balık vb. yiyeceklerin kurutulması	+	
150	Bayer's yoluyla alüminyum eldesi	+	
140	Çiftlik ürünlerinin kurutulması (Konservcilik)		+
130	Şeker endüstrisi, tuz eldesi		+
120	Temiz tuz eldesi, tuzluluk oranının artırılması		+
110	Çimento kurutulması		+
100	Organik maddeleri kurutma (Yosun, et, sebze vb.)		+
90	Balık kurutma		+
80	Ev ve sera ısıtma		+
70	Soğutma (Alt sıcaklık sınırı)		+
60	Kümes ve ahır ısıtma		+
50	Mantar yetiştirme, Balneolojik banyolar		+
40	Toprak ısıtma, kent ısıtma (alt sınır), sağlık tesisleri		+
30	Yüzme havuzları, fermantasyon sağlık tesisleri		+
20	Balık çiftlikleri		+

Lund ve Freestone, dünyada jeotermal enerjinin direkt kullanımı ile ilgili yaptıkları çalışmada, 2000 yılının başlarında termal enerji kullanımını 190,699 TJ/yıl (52,972 GWh/yıl) olarak hesaplamışlar ve bunu kategorilere Şekil 2.2'deki gibi

pompaları uygulamalarında, %12'si sera ısıtmalarında, %10'u endüstriyel uygulamalarda, %3'ü ise diğer kullanımlar için söz konusudur [21].

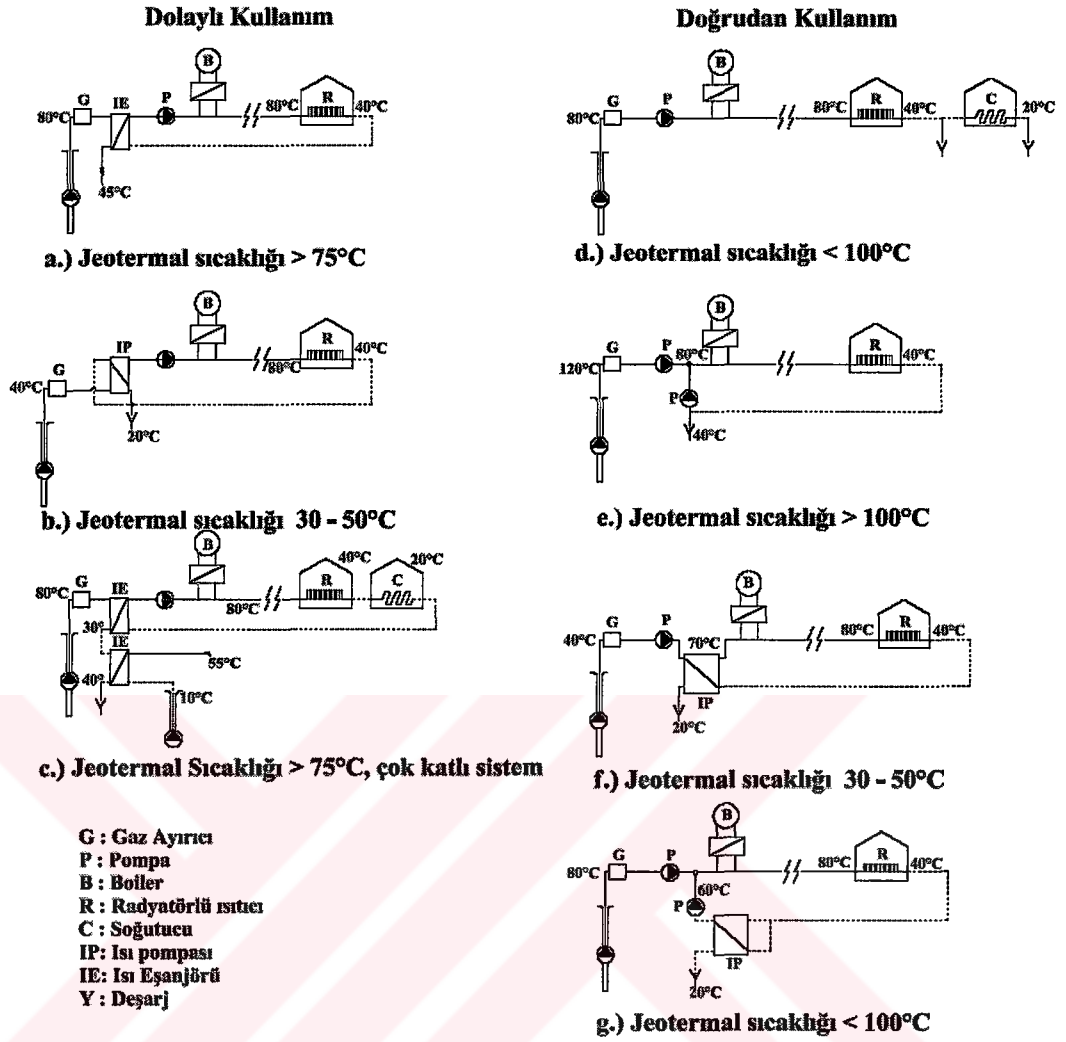


Şekil 2.2 Dünya'da jeotermal enerjinin direkt kullanımı

Düşük sıcaklıklı jeotermal akışkanlar doğrudan ısıtmacılıkta kullanılmaktadır. Ayrıca, ısı pompaları yardımıyla sıcaklık 50°C'ye düşünceye kadar akışkandan yararlanılabilmektedir.

40 °C'den fazla sıcaklıktaki jeotermal akışkanların dünya'da kullanım alanları, binaları ve kentleri merkezi sistemle ısıtmada ve de sıcak kullanma suyu olarak (İzlanda, Fransa, Japonya, Yeni Zelanda, Türkiye, B.D.T., Macaristan, Kanada, Çin, Meksika, Arjantin, Kuzey Avrupa Ülkeleri), seraların ısıtılmasında (dünyada yaklaşık 10.000 MWt karşılığı jeotermal enerji bu amaçla) kullanılmaktadır. Macaristan, İtalya, Türkiye, ABD, Japonya, Meksika, Doğu Avrupa Ülkeleri, Yeni Zelanda ve İzlanda'da 30 °C'den fazla sıcaklıktaki akışkan kullanılarak seralar ısıtılmaktadır.

Bina ısıtmak amacıyla jeotermal kaynak kullanılması durumunda jeotermal kaynağın özelliklerine bağlı olarak doğrudan veya dolaylı olarak kullanılması söz konusudur. Şekil 2.3'de jeotermal enerjinin doğrudan ve dolaylı olarak kullanımı için gerekli sistemler verilmiştir.



Şekil 2.3 Jeotermal enerjinin doğrudan ve dolaylı kullanımı

2.3 Düşük Sıcaklıklı Jeotermal Akışkanın Mekan Isıtmasında Kullanımı

Ülkemizde ve dünyada sıcak sulu merkezi ısıtma sistemlerinde kullanılan su sıcaklığı 90/70 °C olarak standartlaşmıştır. Dolayısı ile bütün tanımlar, diyagramlar, tablolar bu değere göre düzenlenmiştir. Bu sıcaklık değeri klasik sistemler için optimum kabul edilebilir[22]. Ancak günümüzde ısıtma teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak düşük sıcaklıkta ısıtma giderek önem kazanmaktadır. Örneğin döşemeden ısıtmada su sıcaklıkları 55°C değerini aşmamaktadır.

Hidronik sistemlerde dünyada son yıllarda düşük sıcaklığa doğru bir eğilim söz konusudur. Isısan-Buderus firmasının yaptığı bir çalışma da, düşük sıcaklıklı 70/55°C ısıtmanın sağladığı verim artışının belirlenmesi için bir model kurulmuş ve aynı şartlar

altında 90/70°C'lik ısıtma yapabilen bir sistemle karşılaştırılmıştır. İncelen örnekte saatlik dış sıcaklık verileri dikkate alınarak her iki sistemin yakıt miktarı ve yıllık ortalama verimleri kıyaslanmıştır. Bu örnek çalışmada düşük sıcaklıkta yapılacak ısıtma ile %5 yakıt tasarrufu ve %7 verim artışı söz konusudur [22].

Bölgesel ısıtma sistemlerinde işletme geliştirilerek daha iyi verim elde edilebilir. Özellikle Danimarka'da ki sistemin gösterdiği tecrübeler akış sıcaklığını 70-80°C'ye düşürülerek çok önemli enerji tasarrufunun, hiçbir yatırım gerektirmeden, sağlandığını teyit etmektedir. Bölgesel ısıtma sistemlerindeki sıcaklık düşürmenin avantajlarını temelde şu şekilde sıralanabilir [23].

- Şebekedeki ısı kaybının azalması,
- Merkezi Isıtma Sistemi enerji üretim veriminin artırılması,
- Isı depolama tankının daha rahat kullanılması,
- Fazlalık ısının endüstride kullanılabilme şansının gelişmesi,
- Şebeke dizaynının kolaylaştırması.

Danimarka merkezi ısıtma sisteminde (akış kontrollü) gidiş sıcaklığı düşürüldüğünde dönüş sıcaklığının nasıl davranacağını analiz etmek için testler yapılmıştır. İlk olarak bir hafta süresince sisteme 85°C'deki (normalden biraz yüksek) dönüş sıcaklığı ile işletilmiştir, sonraki hafta 5°C düşürülmüştür. Daha sonra bu testler 70°C/43°C olacak şekilde devam edilmiştir. Bu testlerin yapıldığı sistemdeki evlerin radyatörleri 90°C/70°C'ye dizayn edilmiş olduğu halde 70°C/43°C'de sorunsuz ısınma sağlanmıştır [23].

Isıtma tesisatı gidiş sıcaklığı 85°C'den 70°C'ye düşürülmesiyle şebekedeki ısı kaybı %18.5 dolayında azalmıştır. Bunun sonucu olarak sistemde yaklaşık 460 TJ/yıl'dan 375 TJ/yıla bir azalma gözlemlenmiştir. Yaklaşık 20.000 aboneden test boyunca gidiş sıcaklığının düşürülmesinden kaynaklı herhangi bir şikayet alınmamıştır.

Aradaki sıcaklık farkı (gidiş-dönüş arasında) 35°C'den 28°C'ye düşmüştür ve sistemdeki su debisinde artma ile sonuçlanmıştır. Test boyunca pompalama için tüketilen elektrik enerjisi monitörize edilmiş ve elektrik tüketiminde bir artma olmadığı görülmüştür [23].

Isıtmada düşük sıcaklık kullanılması, jeotermal enerjinin kullanım verimliliğinin artırmasının yanında enerji kaynağından bağımsız olarak aşağıdaki faydaları sağlar:

- Konutlarda yaşayan insanlar için ısı konfor hissi artar.
- Isı dağıtım borularındaki meydana gelen ısı kayıplarını azaltır.
- Isıtıcı elemanların bulunduğu dış duvardaki ısı kayıplarını azaltır.
- Sistemin yıllık işletme verimini artırır.
- Toz yanması nedeniyle oluşan duvar ve perde islenmesini önler.
- Ortam havasını kurumasını azaltır ve solunum rahatsızlığı yapmaz.

Ülkemizde düşük sıcaklıklı akışkanlar ile mahal ısıtmasına en güzel örneklerden biri Ankara'nın Haymana ilçesindeki Hacı Hasan Camii'nin ısıtmasıdır. Camiye yaklaşık 50 m. mesafede bulunan jeotermal su üretim kuyusu artezyenik olarak 44°C'de üretim yapmaktadır. Bu su belediyeye ait termal tesislere kaplıca maksatlı kullanım için taşınmaktadır. Camii ısıtması için öncelikle camiye döşmeden ısıtma sistemi yapılmıştır. Kuyu başından alınan su döşmeden ısıtma sistemine doğrudan verilmiş, burada çıkan su camii şadırvanına bağlanmıştır. Sistem hiçbir işletme gideri olmaksızın camii ısıtmakta ve kullanım sıcak suyu temin etmektedir [23].

Daha sonraki uygulama Afyon Oruçoğlu termal tesislerinde gerçekleştirilmiştir. Bunun termal tesis olması nedeni ile jeotermal suya ihtiyacı bulunmaktadır. Temin edilen jeotermal su 49.5°C'dir. Tesisin ısıtma sistemi döşmeden ısıtma ve büyük yüzey radyatörlerle sağlanmıştır. 49.5 °C'deki jeotermal enerji ile tesis ısıtılmaktadır [23].

Tesisin ısıtma sisteminde pik yükleri karşılamak üzere konvansiyonel ısıtma sistemi mevcuttur. Ancak bugüne kadar bu sistemin çalışmasına gerek olmamıştır.

Bir başka uygulama ise Kırşehir jeotermal merkezi ısıtma sistemidir.

Kırşehir jeotermal merkezi ısıtma sistemi düşük sıcaklıklı akışkan ile yapılan ısıtma sistemlerinin en büyük kapsamlı ilk örneğidir.

Bu sistemin klasik merkezi ısıtma sistemlerinden en büyük farkı ısıtıcı akışkan sıcaklıklarının 90/70°C'nin altında olmasıdır. Isıtma sistemlerinde Tüm dünyada özellikle Kuzey Avrupa ülkelerinde 90/70°C sıcaklık rejimi terk edilerek daha düşük sıcaklıklar kullanılıyor olmasına rağmen henüz ülkemizde yaygınlaşmış değildir [23].

Kırşehir jeotermal merkezi ısıtma sisteminin projelendirildiği ve yapımına başlandığı Mart 1992'de 56°C ısıtıcı akışkan ile dış hava dizayn sıcaklığı -12°C olan bir yerde ısıtma yapmanın mümkün olmayacağı yönünde görüşler çoğunlukta idi [23].

15 yıldan fazla süre içinde yapılan gözlemler, ultrasonik debi ölçerli kalorimetreler ile yapılan ölçümler ve deneyimler sonucunda mevcut kullanılan hesap yöntemleri ile belirlenen ısı yüklerinin, gerçekleşen ısı yüklerinden ortalama üç kat fazla olduğu belirlenmiştir [23].

Bunun nedenleri;

a) Hesaplamalarda kullanılan dış hava dizayn değerleri müspet yönde artış göstermektedir. Yalnızca bu durum %20 fazla ısı yükü hesaplamasına ve ilk yatırımın yüksek tutulmasına neden olmaktadır.

b) Kullanılan hesaplama yöntemleri durgun (statik) şartları dikkate almaktadır. Oysa ısı kaybı ve kazancı dinamik bir olaydır. Isı yükü hesabındaki en büyük fark dinamik etkenlerin dikkate alınmamasından kaynaklanmaktadır.

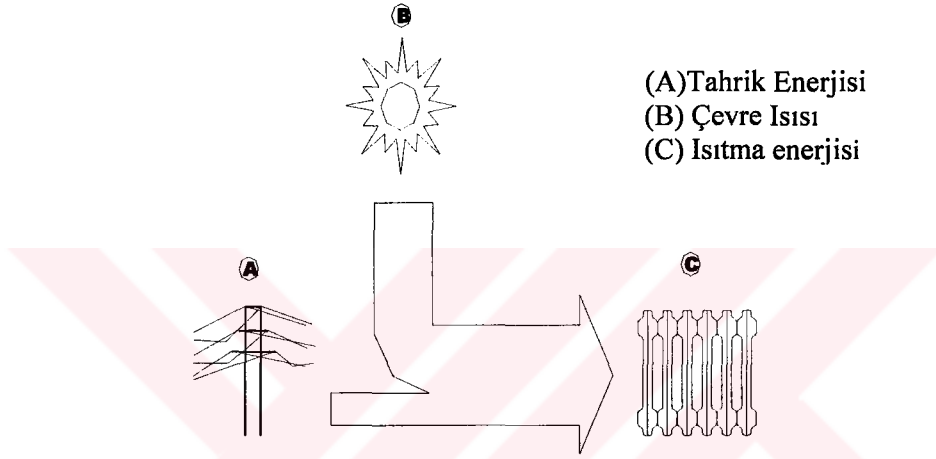
c) Jeotermal merkezi ısıtma sistemleri, mahal ısıtmasının yanında kesintisiz kullanım sıcak suyu hazırlama enerjisi de sağlamaktadır. Isı yükünün belirlenmesinde klasik hesap yöntemlerinde olduğu gibi kullanım sıcak su yükü mahal ısıtma yüküne doğrudan eklenmez. Bunun iki nedeni vardır. Jeotermal enerjiden maksimum faydalanmanın yolu dönüş sıcaklığını mümkün olan en düşük sıcaklığa indirmektir. Mahal ısıtmasından dönüş suyu sıcaklığı 40°C civarındadır. Kullanım suyu sıcaklığı ise 45°-50°C'dir. Ortalama 15°C deki soğuk suyun 43°C'ye kadar ısıtılması için merkezi sisteme ilave bir yük gelmemektedir, atılacak olan enerjiden yararlanılmaktadır. Kullanım sıcak suyu hazırlama yükü günde ortalama 10 dakikalık bir periyotta gerçekleştirilmektedir [23].

Ayrıca sıcak su hazırlayıcıları ani sıcak su hazırlayıcı yerine, depolu veya kısmi depolu yapmak sıcak su yükünü mahal ısıtma yüküne bir ilave yapmaksızın rahatlıkla karşılamamızı sağlamaktadır.

d) Merkezi sistem ile mahal ısıtmasında amaç binadaki odaları tek tek ısıtmak değil, yapının tümünden (dış cephesinden) kaybolan ısıyı binaya vermektir. Bu durumda güneş, insan, cihaz, ve armatürlerden oluşan ısı kazancı binaya verilecek enerjiyi azaltmaktadır.

2.3.1 Isı pompaları ve ısıtma sistemlerinde kullanılması

Isı pompaları, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısı enerjisini absorbe edip yüksek sıcaklıktaki bir ısı kuyusuna deşarj eden sistemlerdir [3]. Bu bakımdan fiziksel anlamda bütün soğutma makineleri birer ısı pompasıdır. Fakat mühendislikte ısı pompası deyimini soğutma amacıyla ortamdaki ısıyı uzaklaştıran değil ısıtma amacıyla ortama ısı sağlayan ekipmanlar için kullanılır. Şekil 2.4’de de ısı pompasında enerji akışı verilmiştir.



Şekil 2.4 Isı pompasında enerji akışı

Isı pompaları hem ısıtma hemde soğutma yapabilen yeğene sistemler olmaları nedeniyle özellikle evsel ısıtma ve sıcak su sağlama hizmetlerinde büyük bir popülarite kazanmışlardır. Isının absorbe edildiği düşük sıcaklıktaki ortama “ısı kaynağı” ve ısının deşarj edildiği yüksek sıcaklıktaki ortama ise “ısı kuyusu” adı verilir [3].

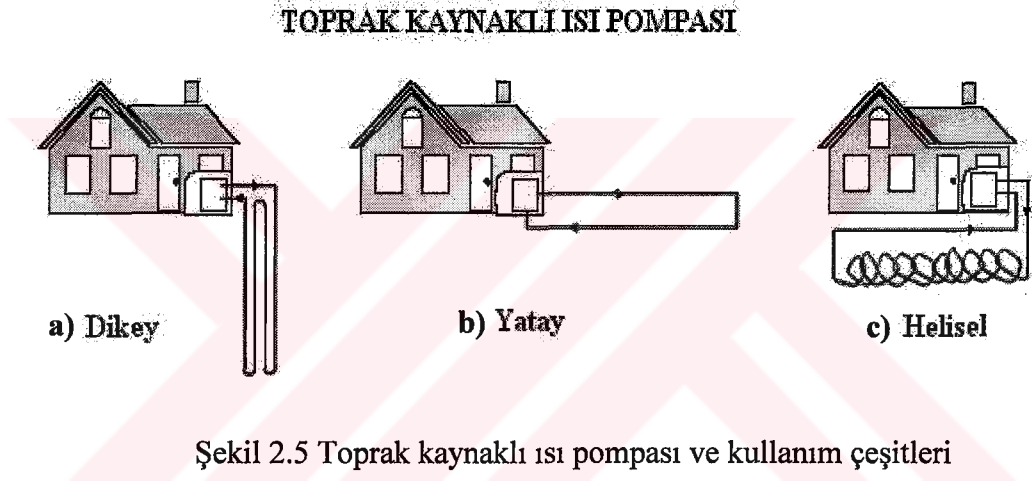
Değişik sınıflandırmalar mevcut olmakla birlikte, ısı pompalarını en genel anlamda,

- Kullanılan ısı kaynağı ve kuyusuna,
- Termodinamik çevrime,
- Uygulama alanına

göre olmak üzere üç kısma ayırmak mümkündür.

2.3.1.1 Kullanılan ısı kaynağına göre ısı pompası çeşitleri

Toprak kaynaklı ısı pompaları kaynak olarak toprak kullanılmaktadır. Kaynak sıcaklığının belirli derinliklerde fazla değişkenlik göstermemesi sistemin etkinliğinin de sabit kalmasına neden olur. Şekil 2.5’de toprak kaynaklı ısı pompalarının kaynaktan ısı çekilme işlemine göre sınıflandırma yapılmıştır. Toprak kaynaklı ısı pompalarında aracı akışkan olarak salamura kullanılmaktadır. Şekil 2.5a’da yeterli kaynak alanı olmaması neticesinde borulama dikey olarak yapılmıştır. Şekil 2.5b’de ele alınan sistemde yeterli kaynak olması itibari ile borulama yatay olarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.5c’de ise kaynak yetersizliğinden borulama alanı arttırılmak için helisel bir düzenleme yapılmıştır.



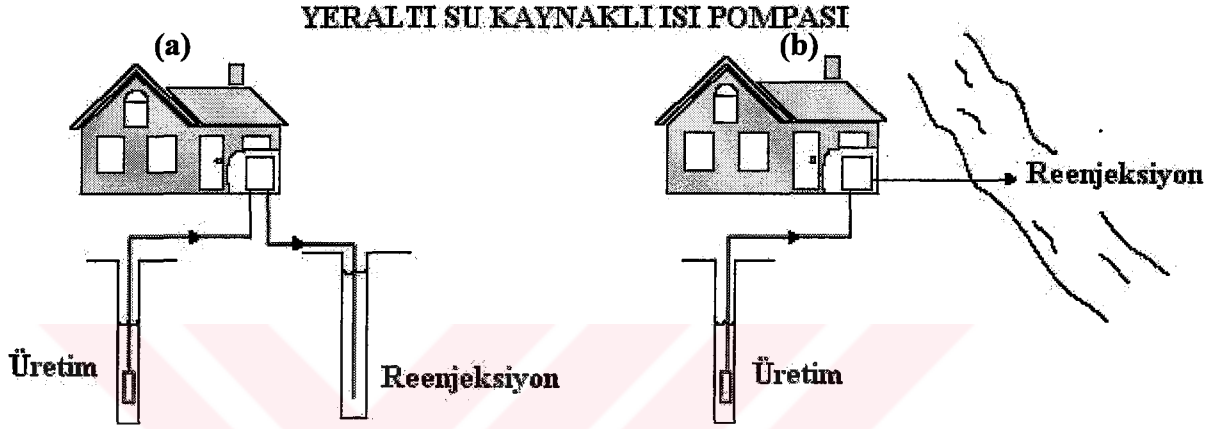
Avrupa ve Amerika Birleşik Devletleri’nde ısı pompaları yıllardır yaygın bir şekilde uygulanmakta ve bu devletler tarafından tüm uygulamalar teşvik edilmektedir. Dünyadaki 26 ülkede yalnız toprak kaynaklı ısı pompalarının kurulu gücü 6875 MW ve yıllık enerji kullanımı ise 23287 TJ’dur. Kurulu olan cihazların gerçek sayısı 512700 civarındadır [24].

Su kaynaklı ısı pompaları ısı kaynağı olarak doğada bulunan su kaynaklarından (göller,denizler, kuyu suları ...) yararlanır. Su kaynaklı ısı pompalarını yer altı su kaynaklı ve yerüstü su kaynaklı olarak sınıflandırabilir. Şekil 2.6 ve Şekil 2.7’de yer altı ve yer üstü su kaynaklı ısı pompalarının kullanım çeşitleri verilmiştir [24].

Şekil 2.6a’da yer altı kaynağı olarak jeotermal kaynak kullanılmış ve kaynağın korozif etkisi, çevreye etkisi ve kaynağın yeterliliği göz önünde bulundurularak,

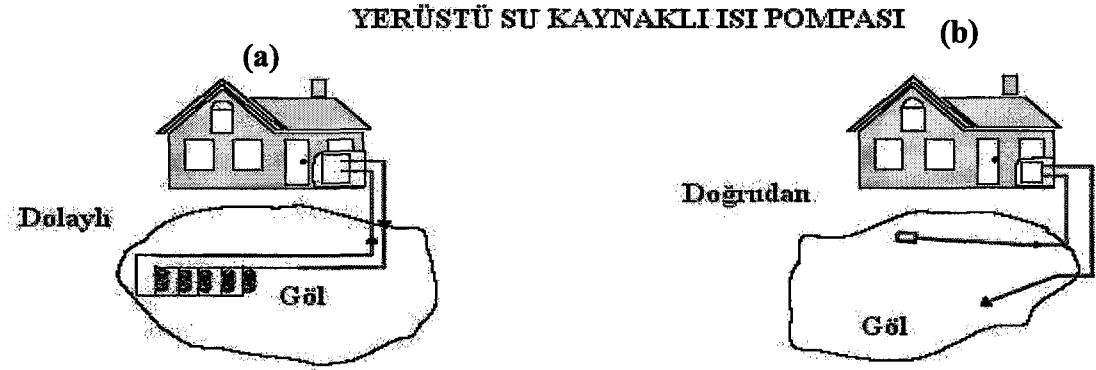
kullanılan jeotermal akışkan tekrar ikinci bir kuyu ile reenjeksiyon yapılarak yeraltına verilmiştir.

Şekil 2.6b' de ise üretim yine bir kuyu ile yapılmış ve kaynağın yapısına, içeriğine ve yeterliliğine bağlı olarak ikinci bir kuyu ile maliyetli olan reenjeksiyon olayından kaçınılmış ve deşarj bir ırmağa veya denize yapılmıştır. Örnek olarak İzlanda'da bir çok tesiste reenjeksiyon yerine denize deşarj yapılmaktadır.



Şekil 2.6 Yer altı su kaynaklı ısı pompası ve kullanım çeşitleri

Su kaynaklı ısı pompalarında yer üstü su kaynağı olarak deniz veya göl suları da kullanılmaktadır. Şekil 2.7'de dolaylı kullanım ve doğrudan kullanım olarak sınıflandırma yapılmıştır. Şekil 2.7a'da kaynak içerisine toprak kaynaklı ısı pompalarında olduğu gibi borulama yapılarak ısı çekilmektedir. Şekil 2.7b'de ise doğrudan kullanım ile kaynaktan pompalanan sudan ısı çekildikten sonra kaynağa tekrar deşarj edilmek sureti ile kullanım gerçekleşmektedir [24].



Şekil 2.7 Yer üstü kaynaklı ısı pompası ve kullanım çeşitleri

Hava kaynaklı ısı pompalarında kaynak olarak atmosferik hava kullanılmaktadır. Isı kaynağı olarak hava kullanılan ısı pompaları dizayn edilirken iki önemli nokta göz önünde tutulmalıdır. (1) bölgenin sıcaklık değişimi (2) karlama. Dış ortam sıcaklığı düştüğünde ısı pompasının ısıtma kapasitesi düşer. Dolayısıyla ısı pompası, kışın en soğuk günlerde ısıtma ihtiyacını karşılayacak, yaz günlerinde ise fazla ve gereksiz soğutma kapasitesine neden olmayacak şekilde tasarlanmalıdır. Bu bakımdan ısı pompaları için dış ortam dizayn sıcaklığı konvansiyonel fosil yakıtlı sistemlere göre daha kritik parametredir [25].

Isı pompaları için diğer bir kaynak ise güneş kolektörleridir. Ve bu sistemler güneş destekli ısı pompaları olarak adlandırılırlar. Bu tip sistemler doğrudan ve dolaylı olarak iki kısma ayrılırlar. Doğrudan sistemde soğutucu akışkan kollektör içerisinden devir edilir. Diğer bir ifadeyle kollektör, bir buharlaştırıcı vazifesi görür. Dolaylı tipte ise kollektör içerisinde hava veya su devir daim edilir.

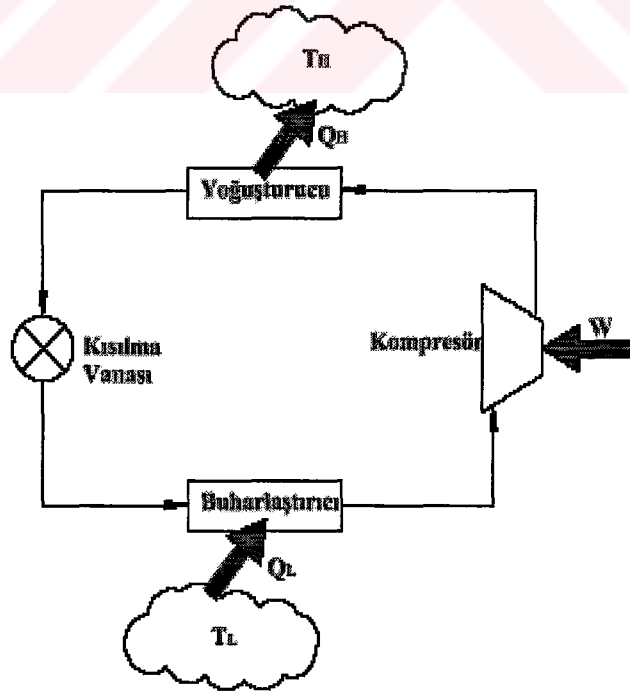
2.3.1.2 Termodinamik çevrimine göre ısı pompası çeşitleri

Isı pompaları kullanılan enerji şekline göre elektrik enerjisi ile tahrik edilen ısı pompaları (mekanik ısı pompaları), ve termal enerji ile tahrik edilen ısı pompaları olmak üzere iki ana grupta toplanabilmektedir.

Klasik buhar sıkıştırımlı ısı pompaları ilk grup içinde yer almakta olup, birincil enerjinin (kömür, fuel oil ...kaynaklı enerji) elektrik enerjisine dönüşüm verimindeki düşüklük, elektrik enerjisine dayalı ısı pompalarının toplam veriminde düşüşe ve kısıtlı kullanım alanına neden olmaktadır. Elektrik enerjisinin ucuz olduğu ülkelerde şehirlerin ısıtma ve serinletmesine yönelik merkezi sistemlerin uygulamasına karşılık (İsviçre, İsveç, .gibi..) yakıt maliyetinin nispeten düşük olduğu ülkelerde (İngiltere gibi) binaların ısıtılmasında kullanım oldukça kısıtlıdır. Birincil enerjiden itibaren tüm enerji dönüşümlerinin irdelenmesi halinde; mekanik enerjiye dönüşümde verimin düşük olması nedeni ile, doğrudan doğruya ısı enerjisinden yararlanılan ısı pompaları, özellikle son yıllarda üzerinde geniş çapta araştırma yapılan bir konu haline gelmiştir. (Verim elektrikli buhar sıkıştırımlı ısı pompalarında %90-100, içten yanmalı motorla çalışan buhar sıkıştırımlı ısı pompalarında %150-180; absorpsiyonlu ısı pompalarında (%130-150). Termal ısı pompaları arasında yer alan adsorpsiyon ve absorpsiyonlu ısı pompaları bu bağlamda daha avantajlı olmakla birlikte bu tipin çalışma maddesine dayalı farklı sorunları bulunmaktadır.

Günümüz koşullarında konvansiyonel buhar sıkıştırımlı sistemlerin kömür ve diğer yakıtlar ile yeterince rekabet edememesine bağlı kullanım kısıtlılığı, performans katsayılarının artırılması ve atık ısı enerjisinin değerlendirilmesi ile giderilerek ısı pompaları çok cazip olabilecektir. Diğer taraftan sanayi kuruluşlarında atık ısının değerlendirilme imkanı paralelinde sanayideki işletme maliyetinin düşürülme imkanı ısı pompalarının cazibesini daha da arttırmaktadır.

Mekanik buhar sıkıştırımlı çevrimle çalışan soğutma makinelerinde soğutucu akışkan dört termodinamik durum değişimi söz konusudur. İş gören akışkan uygun basınç ve sıcaklıklarda faz değiştirebilen bir özellikte olmalıdır. Buhar fazındaki akışkan kompresörde sıkıştırılır sonra bir yoğuşturucuda yoğuşturulur, sıvı haldeki akışkan bir kısılma işleminden geçirilerek. basıncı ve sıcaklığı buharlaşabileceği değerlere düşürülür ve son olarak akışkan bir buharlaştırıcıda buharlaştırılır. Böylece iş gören akışkan buharlaştırıcıda ısı kaynağından ısı absorbe ederek buharlaşırken yoğuşturucuda ısı kuyusuna ısı deşarj ederek yoğuşur. Bu arada kompresör iş gören akışkanın basınç ve sıcaklığını ısı kuyusu sıcaklığının üstüne yükseltirken kısılma vanası ise ısı kaynağı sıcaklığının altına düşürür. Uygulamada en çok kullanılan soğutma çevrimi bu çevrimdir [26].



Şekil 2.8 Mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi

2.4 Türkiye’de Mevcut Durum

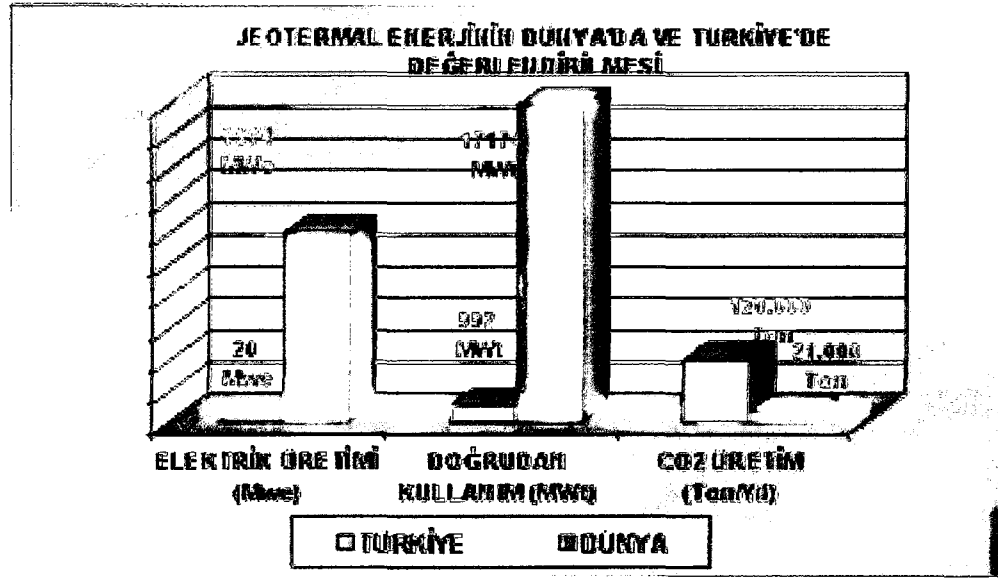
Ülkemiz, jeotermal enerji potansiyeli açısından dünyadaki zengin ülkeler arasında yer almaktadır. Türkiye’de keşfedilmiş olan 162 adet jeotermal alan ve alt sıcaklık sınırı 20 °C kabul edilen toplam 1000 dolayında sıcak ve mineralli su kaynağının varlığı ile ülkemiz Avrupa’da birinci sırayı almaktadır.

Bilinen jeotermal alanların % 95’i ısıtmaya ve kaplıca kullanımına, diğerleri de elektrik üretimine uygundur. Sadece doğal jeotermal kaynakların boşalımları değerlendirildiğinde potansiyel 600 MWt (termal) civarındadır. Aralık 2002 MTA verilerine göre Türkiye’nin ispatlanmış termal kapasitesi (kuyu+kaynak) 3173 MWt’dir.

Türkiye’nin jeotermal kaynaklarının genellikle düşük ve orta entalpili olmaları nedeniyle, başlıca değerlendirme alanları, ısıtma (konut, şehir, termal tesis, sera v.b.), elektrik üretimi, termal turizm ve kimyasal madde üretimi olarak sıralanabilir. Şekil 2.10 ’da jeotermal enerjinin Türkiye’de ve dünyada kullanımı karşılaştırıldığında CO₂ üretiminde dünya toplam üretimin üstünde olmamız olumlu bir sonuç olmasına rağmen ısıtma konusunda ise rezerv bakımından ülkemizden az rezerve sahip ülkelerin gerisinde kalmamız olumsuz bir sonuç ortaya koymaktadır.

Türkiye’nin toplam jeotermal ısı potansiyeli olan 31500 MWt aynı zamanda 5 milyon konut ısıtma eşdeğeri veya 150 bin dönüm sera ısıtması, 1 milyonun üzerinde kaplıca yatak kapasitesi, 9.3 Milyar USD/yıl petrol eşdeğeri (30 milyon ton/yıl) ve 30 milyar m³/yıl doğal gaz eşdeğerine tekabül etmektedir. Bu da Türkiye’deki konut sayısının % 30’una karşılık gelmektedir.

Bazı jeotermal kaynaklarımızın yerleşim birimlerine uzaklığı ve küçük yerleşim birimleri olmaları nedeniyle 5 milyon konut eşdeğeri ısı potansiyelinin takriben 1 milyon konutu bugünün şartlarına göre ısıtma amaçlı olarak değerlendirilebilecek konumdadır. 10 yıl içerisinde Türkiye’de yaklaşık 1 milyon konutun jeotermal enerji ile ısıtılması planlanmaktadır. Ocak 2003 itibariyle, jeotermal kaynak potansiyelimizin ancak %3’ü değerlendirilmektedir [27].



Şekil 2.9 Jeotermal enerjinin Türkiye’de ve dünyada kullanımı

Tablo 2.2’de jeotermal kaynaklar ile ülkemizde ısıtma yapılabilecek konut sayıları verilmiştir. Ancak jeotermal sahalarına yakın bölgelerde sera ısıtması, endüstriyel kullanım, kaplıca maksatlı kullanım, kimyasal madde üretimi, balık çiftlikleri v.b. kullanımlarını da uygulamak mümkündür.

Tablo 2.2 Türkiye’de jeotermal enerji ile ısıtılabilir potansiyel yerleşim birimleri [23]

İzmir	220.000 Konut
Denizli ve Civarı	90.000 Konut
Bursa	75.000 Konut
Balıkesir ve Civarı	55.000 Konut
Afyon ve Civarı	55.000 Konut
Aydın	50.000 Konut
Manisa ve Turgutlu	46.000 Konut
Bolu ve Civarı	38.000 Konut
Kütahya ve Civarı	37.500 Konut
Çanakkale ve Civarı	35.000 Konut
Sakarya-Akyazı-Kuzuluk	31.500 Konut
Nazilli	30.000 Konut
Erzurum	25.000 Konut
Salihli	24.000 Konut
Şanlıurfa ve Sivas	20.000 Konut
Dikili-Bergama	15.000 Konut
Aliğa	10.000 Konut
Kırşehir	10.000 Konut
Diğer yerleşim birimleri toplamı	68.000 Konut
Toplam (6545 MWt)	935.000 Konut
Fuel-oil (Kalorifer Yakıtı) Tasarrufu 3 Milyon Ton/Yıl (1 Milyar 150 Milyon USD/Yıl) [23]	

2.4.1 Tüketim miktar ve değerleri

Ülkemizde jeotermal enerji, yukarıda söz edildiği gibi elektrik üretimi, ısıtmacılık, CO₂ üretimi ve sağlık turizmi amaçlı olarak kullanılmaktadır.

Kızıldere'de bulunan ve 20 MWe kurulu güce sahip santralden üretilen elektriğin tamamı tüketilmektedir.

Isıtma amaçlı olarak kullanılan jeotermal kaynak alanlarında kurulmuş olan ısıtma tesislerinin rezervuar sıcaklıkları ve kapasiteleri de Tablo 2.3'de ele alınmıştır.

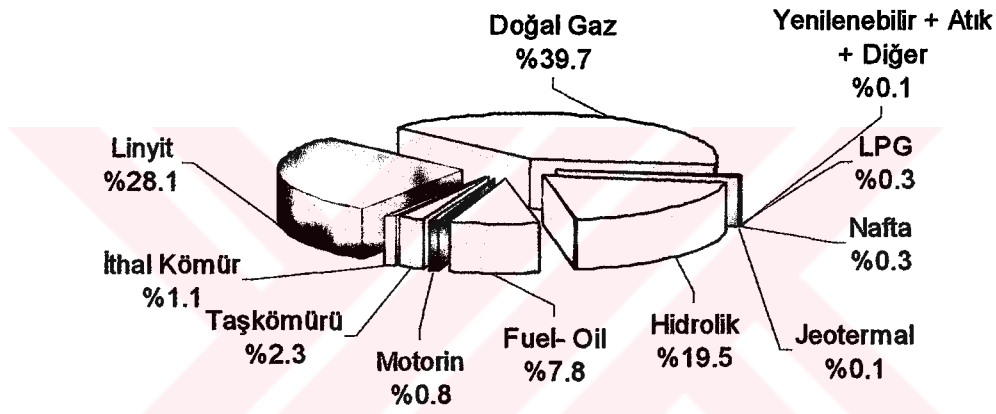
Tablo 2.3 Halen işletilmekte olan jeotermal ısıtma sistemleri ve kapasiteleri[28]

Jeotermal sahaların yer, kapasite ve kullanım alanları				
Jeotermal Alan Adı ve Yeri	Sıcaklık (°C)	Kapasite (MWt)– (MWe)	Kullanım Alanı	Açıklamalar
Germencik- AYDIN	232	0,1	Sera	Elektrik Üretimine uygun
Kızıldere- DENİZLİ	212	22,8	Elektrik üretimi, sera	1984'te 20.4Mwe, şu an net 15 MWe üretimi var
Tuzla- ÇANAKKALE	174	9	Sera	Elektrik Üretimine uygun
Salavatlı- AYDIN	171	-	-	Elektrik Üretimine uygun
Simav- KÜTAHYA	163	61,6	Isıtma,Balneoloji, Sera	3200 konut ısıtması
Seferhisar- İZMİR	153	1,06	Sera	80.000m ² sera ısıtılması
Dikili- İZMİR	130	2	Sera	
Balçova- İZMİR	124	143,3	Isıtma,Balneoloji, Sera	10.000 konut ısıtılması
Ilıcabaşı- AYDIN	103	-	-	
Hisaralan- BALIKESİR	100	0,49	Sera	
Tekkehamamı- DENİZLİ	100	1,8	Sera	
Ömer Gecek- AFYON	98	2,6	Isıtma,Balneoloji,	35 apart otel binası ve 5000m ² sera ısıtılması
Salihli- MANİSA	98	0,37	Isıtma,Balneoloji,	1989'dan beri otel binasının jeotermal ısıtılması
Çitgöl- KÜTAHYA	97	-	-	
Kozaklı- NEVŞEHİR	93	14,9	Isıtma, Sera	1.000 konut ısıtılması
Çamköy (Alangüllü)- AYDIN	90	0,7	Isıtma,Balneoloji,	
Zilan (Erciş)- VAN	90	-	-	

2.5 Dünyada Mevcut Durum

İlk çağlardan beri, sağlık amaçlı olarak yararlanılan doğal sıcak su kaynakları ilk defa 1827 yılında İtalya'da, asitborik elde etmek amacıyla kullanılmıştır. Daha sonra 1905 yılında Larderello (İtalya) yöresinde yine ilk defa jeotermal buhardan elektrik üretimine başlanmış ve 1912 yılında, gücü 250 KWe olan ilk turbo jeneratör kurulmuştur [29].

Her ne kadar jeotermal enerjinin etkin bir şekilde kullanımına çalışılsa da Şekil 2.10'dan jeotermal enerjinin dünyada kullanımının çok sınırlı olduğu görülmektedir.



Şekil 2.10 2001 yılında karşılanan tüketimin kaynaklara dağılımı[27]

1930'larda ise bu enerji İzlanda'nın Reykjavik kentinde ısıtma amacıyla kullanılmaya başlanmıştır. Günümüzde ise Reykjavik kentinin %99'u jeotermal ile ısıtılmaktadır ki bu nedenle, bu şehire "dumansız şehir" denmektedir. 1949 yılında Yeni Zelanda Wairakei sahasında turistik bir otele sıcak su temini amacıyla başlanan sığ sondajlara daha sonra, elektrik elde edebilmek amacıyla devam edilmiş ve 1954 yılında 200 MWe kapasiteli bir santral kurulmuştur. 1960 da Amerika'da, 1961 de Meksika'da ve 1966 da Japonya'da santraller kurularak jeotermal enerjinin kullanımında önemli gelişmeler sağlanmıştır.

2.6 Jeotermal Enerjinin Kullanımına İlişkin Sorunlar

2.6.1 Çevresel sorunlar

Yoğuşmayan gazların ve jeotermal atık suların çeşitli içerikleri nedeniyle çevreye zararları bilinmektedir. Bu gazlardan (örneğin CO₂) yararlanılması, kuyular şehir içinde ise seperatör kullanılması, ısısı alınmış jeotermal suyun tekrar yeraltına verilerek (reenjeksiyon) yeraltını dioterme çevrime katkıda bulunulması bir çok sorunu çözmektedir. Söz konusu modern jeotermal santraller ve jeotermal ısıtma sistemlerinde dışarıya hiçbir atık bırakılmaz. Eski tip jeotermal santrallerde ise, üretilen her MWh elektrik için en fazla 0.136 kg karbon dışarı atılır. Bu değer doğal gaz ile çalışan bir santralde 128 kg /MWh, 6 Nolu fuel-oil ile çalışan bir santralde 190 kg/MWh, kömür ile çalışan bir santralde ise 26 kg/MWh'dir [30].

Eski tip jeotermal santraldeki partikül atımı, sadece soğutma kulelerinin içindeki suyun buharlaşmasından kaynaklanmaktadır. Bu da kömür ve petrol yakan santrallerden 1000 kat daha azdır [30].

2.6.2 İşletme sorunları

Bölgesel ısıtma yapılırken karşılaşılan sorunlar;

a-Pikleme: Aşırı soğuk zamanlarda yedek bir konvansiyonel sistem (merkezi) bulunması yararlıdır.

b-Arıza: Sistemin aksaması durumunda yine pikleme ünitesinden yararlanılabilir.

c-Bakım: Hatlarda ve eşanjörlerde zaman içinde çeşitli operasyonlar yapılabilir. Birinci, ikincil veya üçüncü sirkülasyon devrelerinde özellikle jeotermal eşantürlerde debi ve sıcaklık değişimleri, normal operasyonlarda sapmalar veya durmalar, akışkan kompozisyon veya ürün kalitesinde ki değişimler, sistemin belirli bölümlerinde oluşan korozyon, inhibitör dozlamada olabilecek arıza gibi nedenlerle kirlenme görülebilir [29].

d-Primer Devre Arızaları: Bazı tip boruların genleşme nedeniyle ek yerlerinde oluşan çatlamlar (yüksek sıcaklıklar veya ısınma, soğumadan kaynaklanan) temel gerilmeler nedeniyle sistemde aksamaya neden olabilirler [30].

2.6.3 Kimyasal sorunlar

Suların yapısına bağılı olarak kabuklaşma ve korozyon sorunları vardır.

a-Kabuklaşma: Sondaj ve dağıtım borularında, eşanjör ve pompalarda görülür. Genellikle basınç ve sıcaklıkla kontrol edilen kabuklaşma, karbonat silis ve sülfat çökmesi ile kuyu veya işletme verimini azaltır. Bunu önlemek için çeşitli yöntemler arasında inhibitör enjeksiyonu en uygunudur.

b-Korozyon: Kimyasal aşınmanın gücü suyun asiditesine suda bulunan oksitleyici madde ve elementlere korozyon yüzeyinin genişliğine, yerdeki suyu akım hızına, elektrolit etkinliğe, ortamın sıcaklığı vb. bağılıdır [31].

Tablo 2.4 Malzeme yapısının korozyona karşı direnci

Saflığın sınırları	Sürekli	Anormal	Çalıştırılmaz
Toplam katı madde	<0.5 ppm	0.5-5	>5 ppm.
Cl, klorür	<0.1	0.1-1.0	>1 ppm.
SiO ₂ , silika	<0.1	0.1-1.0	>1 ppm.
Fe	<0.1	0.1-1.0	>1 ppm.

Korozyonla mücadelede; malzeme seçimi önemlidir. Jeotermal tesislerde yerine göre osteristik paslanmaz, çelik, alüminyum aksamaları, bakır alaşımları, çelik karbonlu çelik kullanılabilir.

Sulu ortamların korozyon etkinliğini azaltmak için;

- Sondaj ve dağıtım borularındaki suların atmosfer oksijeni ile temasını engellemek.
- Klorür etkisini azaltmak için buhar, fazını sudan ayırmak.
- Boru cidarlarını epoksi cinsi reçineler ile kaplamak gibi önlemler sıralanabilir.

2.6.4 Yasal sorunlar

Jeotermal enerjiye olan bu büyük talebe ve 20 MW_e ile 443 MW_t'den fazla ısıtma amaçlı kullanıma rağmen ülkemizde henüz arama, araştırma, geliştirme ve kullanımları düzenleyecek bir yasa mevcut değildir.

Arama araştırma ve geliştirme faaliyetleri MTA genel müdürlüğü tarafından kuruluş kanunun verdiği yetki ile yürütülmektedir [30].

Jeotermal kaynaklarla ilgili mevcut bir yasa olmamasına rağmen, jeotermal kaynakları ilgilendiren çok sayıda yasa ve yönetmelik mevcuttur ve sonuçta karmaşık bir kurumsal yapı ortaya çıkmaktadır. Jeotermal enerjinin doğrudan dış ticarete konu olmaması nedeniyle gümrük vergileri ve tavizler konusunda herhangi bir bilgi bulunmamaktadır. Jeotermal enerji yatırımlarıyla ilgili olarak mevcut sistemde yer alan teşvik unsurları şunlardır [30].

- Uzun ve orta vadeli yatırım kredi tahsisi,
- % 100 yatırım indirimi,
- % 100 gümrük muafiyeti,
- İthal malzeme KDV erteleme,
- Finansman fonu,
- Teşvik primi (%25 toplam),
- İthalatta % 5 fon muafiyeti,
- Fon kaynaklı krediler.

2.6.5 Teknik sorunlar

Teknik olarak uygun proje ile hareket edildiği zaman, verilen bir jeotermal kaynaktan elde edilebilecek faydalı enerji hibrid-entegre bir sistem kullanılarak basit bir açık devreli sisteme göre % 70 oranında atırılabilir. Uygun bir talep yöntemi ile birleştirildiğinde aynı jeotermal akışkan kullanılarak % 115 fazla kullanıcıya hitap edebilmektedir [31].

2.6.6 Standartlaşma sorunları

Jeotermal enerji kullanımında bir standart hazırlama atağı başlamıştır.

Bugüne kadar;

- Jeotermal enerji–metalik olmayan sızdırmaz malzemeler –sinuk edilmiş jeotermal sıvısına bastırma metodu.

•Jeotermal enerji-jeotermal kullanım için sızdırılmaz contalara (salmastralara) ait parametrelerin belirlenmesi

•Jeotermal enerji-jeotermal ve diğer yüksek sıcaklık sıvı uygulamaları için kullanılan basınç sistemlerinin kontrol ve bakımı.

•Jeotermal enerji-jeotermal enerji sistemlerinin ısıl performansının belirlenmesi.

•Jeotermal enerji-kimyasal analiz için jeotermal akışkan ve buhardan numune alma cihazlar konularında çalışmalar yapılmıştır [30].

2.6.7 Tekelleşme sorunları

Jeotermal enerji sahasında iş yapan firmaların sayısının artması serbest rekabet ortamında kaliteyi arttıracaktır. Aksi halde oluşacak tekelleşme bağımsız, denetimsel ve bilimsel çalışmaları da etkisi altına almaya çalışacaktır.

2.7 Jeotermal Sahalarda Reenjeksiyon

Bir jeotermal sahanın en uygun biçimde geliştirilmesi ve işletilebilmesi için, rezervuarın hidroelektrik karakteristiklerinin çok iyi bilinmesi gerekir. Atık jeotermal akışkanın, geldiği rezervuara “geri basımı” yani “reenjeksiyon”, jeotermal uygulamalarında işletmenin vazgeçilmez ve zorunluluğu olan bir kısmını oluşturmaktadır. İşletme ile ilgili bu yöntem, ilk olarak atık jeotermal akışkanın çevreye vermekte olduğu olumsuz etkileri ortadan kaldırmak amacıyla uygulamaya konulmuştur. Ancak bu amaçla başlanan teorik ve uygulamalı çalışmalar sonucunda, reenjeksiyon’ un jeotermal kaynakların ekonomik ömürlerini arttırıcı ve jeotermal rezervuardan daha fazla enerji alınabilmesini sağlayan çok önemli bir yöntem olduğu anlaşılmıştır.

Reenjeksiyon, jeotermal kaynakların işletilmesinde kullanılan en karmaşık yöntemlerden bir tanesidir. Reenjeksiyon çok parametrelili bir disiplinli bir uygulama olup, başarıyla uygulanabilmesi için öncelikli koşullar; jeotermal akışkan kimyası, su-kayaç tepkimeleri, rezervuar mühendisliği ve mekanik mühendislik konularında çok iyi bir uzmanlık bilgisi birikimine ve deneyimine sahip olmaktır. Dünyada bir çok jeotermal sahada, akışkan reenjeksiyonu sürekli olarak uygulanmaktadır. Elde edilen deneyimlerden, reenjeksiyon un jeotermal rezervuarların işletilmesinde etkin olarak faydalı rol oynadığı sonucuna varılmaktadır [32].

Reenjeksiyon kavramı öncelikli olarak bir yasal zorunluluk nedeniyle ortaya çıkmıştır. Çevreye verdiği olumsuz etkiler nedeniyle, jeotermal işletmecilerin atık suyu kontrolsüz olarak yeryüzüne vermelerinin, yasal otoriteler tarafından yasaklanması, reenjeksiyon'u jeotermal sahaların vazgeçilmez bir parçası haline getirmiştir. Günümüzde reenjeksiyon halen tam olarak çözüme kavuşabilmiş bir konu değildir. Bu nedenle, jeotermal araştırmacılar ve işletmecileri, reenjeksiyon zorunluluğu, işletmeye ekstra maliyet getiren bir unsur olarak görebilirler. Her ne kadar dünya genelindeki jeotermal endüstrisinde bilinenler henüz yeterli olmasa da, burada vurgulanacak olan mesaj, reenjeksiyonun bir çok durumda, jeotermal rezervuarının işletilmesine karlılık getirebilecek bir uygulama olduğudur [32].

2.7.1 Reenjeksiyon parametreleri

Reenjeksiyon bir çok parametrenin yer aldığı bir problemdir. Jeotermal sahalarda reenjeksiyon ile ilgili en belirgin parametreler Tablo 2.5'de verilmiştir. Bu parametrelerin birbirlerine yaptığı pek çok olumlu veya olumsuz etkileri olduğundan, jeotermal sahalarda reenjeksiyonun sisteme karlılık getirmesi amacıyla, birbirlerine en uygun durumu kazanacak biçimde ve dikkatle ele alınması gerekmektedir [32].

Tablo 2.5 Reenjeksiyon parametreleri [32]

Sıra No	Reenjeksiyon Parametreleri
1	Atık suyun ortamdan uzaklaştırılması
2	Maliyet
3	Rezervuarda soğuma
4	Rezervuar basınç düşümü
5	Akışkan enjeksiyon sıcaklığı
6	Silisyum kabuklaşması
7	Kumtaşları
8	Reenjeksiyon kuyularının yerleri
9	Rezervuar akışkanında kimyasal değişiklikler
10	Enjekte edilen akışkanın enerji olarak geri kazanılması
11	Bölgesel çökmeler

BÖLÜM 3

MATERYAL METOT

3.1. Teorik Çalışmalar

3.1.1 Merkezi ısıtma sistemi modelleri

Merkezi ısıtma sistemi, bir çok elemanı içeren, ısıtılan konutlardan kaynağa kadar zincirleme bir sistemdir. Zincirdeki bütün elemanlar, jeotermal kuyudan ısıtma yapılan konutlardaki radyatöre kadar hepsi eşit öneme haizdir ve bütünü çok ciddi dizayn ister.

Endüstriyel proseslerden ve elektrik güç üretiminden çıkan ısı, merkezi ısıtma sistemlerinde aktif hale gelerek faydalı güç elde edilir. Alternatif enerji kaynaklarından elde edilen ısıda bu sistemlerde kullanılabilir. Merkezi ısıtma sistemlerinde tek amaç tüketicilere yeterli ısı ulaştırmaktır. Tüketicilerin kullandığı ısı; konutların çevreye olan ısı kaybını karşılayarak oda sıcaklıklarını sabit bir değerde tutmak ve kullanım için sıcak musluk suyu hazırlamak için kullanılır.

Günümüzde yerel uygulamalarda misal olarak yıkama makineleri ve kurutucuların ısı ihtiyacı elektrikle sağlanmaktadır. Bu sakıncalı bir durumdur. 2. sınıf enerji kullanımına imkan varken, yerine 1. sınıf enerji kullanılmaktadır. Bu kullanımlar için üreticiler merkezi ısıtma hattından sağlanacak ısıyı desteklememektedirler.

Merkezi ısıtma tesisatı için ana temel kriter, ısı üretim sisteminin tipidir. Batı Avrupa'da merkezi ısıtma sistemleri için çoğunlukla kullanılan ısı üretim tipi fosil yakıt yakılarak elde edilir ve boyler ile ısı üretimi gerçekleştirilir. Isı tüketicilere bir kapalı çevrim hattı ile dağıtılır ve sıcak su her bir tüketiciye kaynak hattından sağlanır ve soğuyan su tüketicilerden geri borulanarak dönüş hattıyla ısıtıcıya verilir ve tekrar ısıtma yapılır [33].

Merkezi ısıtma sistemleri ana tema olarak soğuk periyotlarda ısıtılacak binaları kafi iç sıcaklıkta tutmaktır. Sistemin maksimum gücü sık sık kötü yerleşen tüketicilerin hayatlarını idame ettirebilecek minimum tahmini bir iç sıcaklığa göre seçilir. Her sistem birbirinden farklılıklar arz eder. Ama genel uygulama 16 °C'dir [33].

Tesis kurma kriteri, en soğuk (kötü) durum için sistem kurulur ve sistem performansı bu hesaplanan en kötü (soğuk), durum için yapılır [33].

Merkezi ısıtma sistemlerinde gerekli işlem gerektirenler [33],

- Kaynak ve her tüketiciden dönüş bağlantısı boru hattında yeterli basınç farkını korumak.
- Dizayn değerindeki maksimum basıncı aşmamak.
- Her tüketicide yeterli sıcaklıkta su temin etmek.
- İkincil ve musluk suyu sisteminde, mahal ve ekipman limit su sıcaklığını aşmamak.
- Yeterli emniyet.

Merkezi ısıtma sistemi için dizayn ve işlem politikası; normal şartlar altında taleplere cevap vermektir.

Merkezi ısıtma sistemi işlemlerinde ana maliyet faktörleri [33];

- Ana sermaye
- Pompaj maliyet
- Bakım-onarım
- Dağıtım hattında ısı ve su kaybı

Jeotermal ve fosil yakıtlı ısıtma sistemlerinde maliyetler aynı değildir. Fosil yakıtlı ısıtma sistemlerinde ilk yatırım maliyeti düşük olmasına rağmen enerji maliyeti yüksektir. Jeotermal sistemlerde ise ilk yatırım maliyeti yüksek, enerji maliyeti fosil yakıt kullanan ısıtma tesislerine göre çok daha düşüktür [33].

Fosil yakıtlı sistemlerde enerji sarfiyatı ekonomik açıdan kritiktir, halbuki jeotermal sistemlerde hemen hemen sistemin maksimum gücüne bağlıdır. Bundan dolayı jeotermal sistemlerde yüksek yük şartında sistem performansının analizi kritiktir.

Buradan çıkan iki sonuç [33];

- Jeotermal sistemler kuyulama yatırımı ve ısıtıcı istasyonu karşılaştırılabilecek şekilde yüksek maliyetlidir.
- Jeotermal alan sınırlandırmadığımızı farz edersek, jeotermal sistemde enerji ana maliyeti pompaj maliyetidir.

Yaz sezonunda sistem; kaynaktan sadece yeterli sıcak musluk suyu hazırlamak için kullanılır.

Düşük sıcaklıklı jeotermal alanların basit olarak iki limit karakteristiği vardır.

- Alandaki ısıda limit değeri yoktur, fakat alana verilen suyun bir limit değeri vardır ve alanda su nadir bulunur. Kuyulara yükleme yapıldığında akış doğal geçiş yapamaz, su çıkarılır.
- Isı karşı limitli alanlarda kafi derece su kaynağı vardır ama su kullanımı arttıkça su sıcaklığı düşer. Bu nedenle doğal akış yeterlidir ama su sıcaklığı alan sıcaklığından düşükse, kayaç sıcaklığı suyu ısıtmaya yeterli değildir.

Uygulamada bu iki uç noktanın kombinasyonu ile karşılaşılır.

Direkt kullanımlarda jeotermal akışkan sıcaklığının çok yüksek olduğu yerlerde örnek olarak, İzlanda merkezi ısıtma sisteminde, bir kısım dönüş suyu jeotermal suyla karıştırılarak müsaade edilen yeterli düşük sıcaklığa soğutularak binalara direkt kullanım için musluk suyu olarak verilir [33].

Bir başka durum ise jeotermal enerjinin sınırlı olduğu zamanlardır. Isı pompaları sistemlerinde dönüş suyu ısı kaynağı olabilir. Dönüş suyu paylaşılır, bir kısım buharlaştırıcıda soğutulur, diğer kısmı yoğunlaştırıcı da kaynak sıcaklığına ısıtılması istenir. Düşük sıcaklıklı jeotermal akışkanın kullanımında problemler daha az olur. Düşük sıcaklıklı akışkan minerallerine ayrışmaz ve direk yağmur suyu kanalına verilebilir. Yüksek sıcaklıklı jeotermal akışkan ise kirletici konumdadır. Bundan dolayı kontrol altında kullanıma ihtiyaç duyulur, ve bir ısı değiştirici merkezi jeotermal alanda inşa edilmeli, merkezi ısıtma sistemi suyunu ısıtmalı ve soğuyan jeotermal akışkan göletlere veya reenjeksiyon ile jeotermal alana verilmelidir. Bundan dolayı Avrupa merkezinde, sedimanter jeolojik formasyondaki düşük sıcaklıklı alanlarda çevresel etkilere sebebiyet vermektedir [33].

Merkezi ısıtma sisteminde ilk basamak, ısıtma-soğutma sistemlerinde ısı enerjisi ihtiyaçlarını belirlemektir. Enerji ihtiyacı ile yakıt tüketimi arasında direkt bir bağlantı söz konusudur. Enerji ihtiyacını belirlemek bir çok parametreye bağlı olduğundan uzun bir zamana gerek vardır. Isı ihtiyacını belirlemede hava datalarının önemi büyüktür. Sistemin ısı ihtiyacını belirlemede, ısı kaybı faktörü, derece-gün ve derece-saat metotları da kullanılan dış sıcaklık değerine bağlıdır.

Valdimarsson'a göre jeotermal merkezi ısıtma sistemi dört ana grupta incelenebilir [33].

- Isı Kaybı
- Isıtıcı Ekipmanlar
- Bina Enerji Depolaması
- Akış Kontrolü

Modelimiz bu dört ana grup göz önüne alınarak oluşturulmuştur.

3.1.2 Bina ısı kaybı modeli

Isı kaybı dış hava sıcaklığı ve iç mahal sıcaklığına bağlı bir fonksiyondur. Isı, ısı transfer yolu ile bina yüzeylerinden ısıtılan mahal ile bina çevresi arasında gerçekleşir. Isı kaybında dış hava sıcaklığının önemi büyüktür. Dış havayı birincil derecede etkileyen dış hava sıcaklığı ele alınarak oluşturulan ısı kaybı modelimiz [20];

$$\dot{Q}_{kayna} = U_{bina} \cdot A_{bina} \cdot (T_i - T_o) \quad (3.1)$$

Dizayn aşamasında sistemin maksimum yükü göz önüne alınarak, bir referans veya dizayn şartı seçilmiştir. Dizayn şartı alt indis “0” ile gösterilmiştir. Ekonomik dizayn maksimum yükten daha düşüktür. Dizayn şartlarının uygun seçilmesi ile en soğuk şartlarda da problemsiz ısınma devam eder.

3.1.3 Derece-Gün ve derece-saat metodu

Aylık veya yıllık enerji tüketimini hesaplamak için çeşitli metodlar vardır. Bunlara örnek olarak en basit derece-gün ve derece-saat metodlarıdır. Derece gün metodu, iç sıcaklık sabit kabul edildiğinde yıllık enerji yükü ihtiyacını belirler. Derece saat ve derece gün metodu baz bir sıcaklık ele alınarak hesaplanır. Derece saat metodu konut ısıtmasında yakıt tüketimini tahmin etmek için kullanılan uygun metodlardan biridir. Derece gün ve derece saat metodunda kullanılan mahal iç sıcaklık değeri Avrupa için 18°C ve Birleşik Devletler için 18.3°C kabul edilmiştir [24].

Isıtma sistemlerinde enerji tüketimi basitçe;

$$\dot{Q}_h = \frac{U_{bina} \cdot A_{bina}}{\eta_h} \cdot [T_i - T_o(t)]^+ \quad (3.2)$$

formülü ile tanımlanabilir.

Parantez dışında bulunan artı değeri formülün pozitif değerler için kullanılacağını tanımlar.

Yıllık enerji tüketimi, anlık tüketimin ısıtma sezonunda zamanın integre edilmesi ile bulunur. Eğer $U.A/\eta_h$ terimi sabit kabul edilirse, yıllık ısı tüketimi şu şekilde basite indirgenebilir [20].

$$\dot{Q}_y = \frac{U_{bina} \cdot A_{bina}}{\eta_h} \cdot \int [T_i - T_o(t)]^+ \cdot dt \quad (3.3)$$

Uygulamada bu integralde kısa zaman aralıkları (saatlik veya günlük) ortalamaları ile yapılan hesaplamaya derece saat veya derece gün metodu adı verilir [20].

Isıtma sıcaklık farkı şu şekilde tanımlanırsa;

$$T_{hi} = (T_{mahal} - T_o)^+ \quad (3.4)$$

Yıllık ısıtma derece-gün değeri;

$$DG_y = \sum_{i=1}^{n_{gy}} T_{hi} \quad (3.5)$$

T_{mahal} , iç ısı üretimi (güneş, aydınlatma vs.), transmiyon ve enflitasyon kayıplarını göz önüne alan bir sıcaklık değeridir.

Isıtma için yıllık derece-saat metodu tanımlarsak;

$$DS_y = \sum_{i=1}^{n_{hd}} T_{hi} \quad (3.6)$$

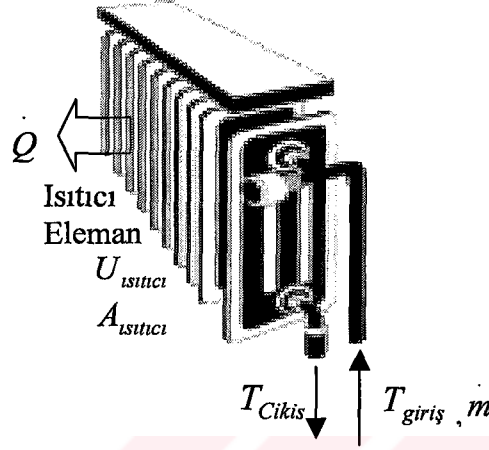
Yıllık ısı gereksinimi, derece-gün ve derece-saat metotları yardımı ile aşağıdaki eşitlikle elde edilir.

$$Q_y = \frac{24 \cdot Q_0 \cdot DG_y}{T_{mahal} - T_{DIN}} \quad (3.7)$$

$$Q_y = \frac{Q_0 \cdot DS_y}{T_{mahal} - T_{DIN}} \quad (3.8)$$

3.1.4 Isıtıcı eleman modeli

Şekil 3.1’de Isıtıcı elemanın şematik modeli verilmiştir. Binalarda ısıtıcı eleman olarak kullanılan radyatörler veya fan-coiller, ısıtma suyu ile mahal havası arasında çalışan bir ısı değıştiricisidir.



Şekil 3.1 Isıtıcı eleman modelinin şematik gösterimi

Isıtıcı eleman modelinin giriş değerleri;

- İç mahal sıcaklığı
- Su debisi
- İstenilen ortam sıcaklığı
- Isıtıcı eleman modelinin çıkış değerleri;
- Sağlanan Isı
- Çıkış Sıcaklığı

Merkezi ısıtma sistemlerinde dönüş su sıcaklığı bir çok parametreye bağlı olduğu gibi bunlardan bir tanesi de ısıtıcı elemanın performansdır.

Isıtıcı elemanlar ile merkezi ısıtma suyundan iç mahal ortamına ısı transfer edilir. Sudan gerçekleşen ısı transferi;

$$\dot{Q}_{elde edilen} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_g - T_c) \quad (3.9)$$

bu neticede sudan ortam havasına geçecek ısı, ısıtıcıda elde edilen elde edilecek ısı ile beraber yazılırsa ;

$$\dot{Q}_{eldeedilen} = U_{ısıtıcı} \cdot A_{ısıtıcı} \cdot LMTD_{ısıtıcı} = \dot{Q}_{ısıtıcı} \quad (3.10)$$

formunu alır.

$$LMTD_{ısıtıcı} = \frac{(T_g - T_i) - (T_c - T_i)}{\ln\left(\frac{T_g - T_i}{T_c - T_i}\right)} \quad (3.11)$$

Isıtıcı performansı giriş ve çıkış sıcaklığına bağlıdır.

$$\frac{Q_{ısıtıcı}}{Q_0} = \left[\frac{LMTD_{ısıtıcı}}{LMTD_0} \right]^{3/4} \quad (3.12)$$

Bu formül, normal dizayn şartları altında izafi ısıtıcı yükünü verir.

3.1.5 Bina enerji depolama modeli

Bina enerji depolama modelini kurarken, binada ısıtılan bütün bölümlerin eş iç sıcaklık değerine ısıtıldığı kabulü yapılmıştır. Binanın ısıl kapasitesini belirlemek, binayı oluşturan bütün elemanlara bağlı olduğu için oldukça karmaşık bir iştir. Modelimizi oluştururken bina içindeki hava bir sistem olarak kabul edilmiştir. Ve birim zamandaki ısı akışı göz önünde tutularak modelimiz oluşturulmuştur.

$$C_{Hava} \cdot \frac{dT_i}{dt} = \dot{Q}_{net} = \dot{Q}_{kaynak} - \dot{Q}_{kayıp} \quad (3.13)$$

burada C_{Hava} 'yı,

$$C_{Hava} = m_{Hava} \cdot C_V = \rho_{Hava} \cdot V_{bina} \cdot C_V \quad (3.14)$$

olarak tanımlayabiliriz.

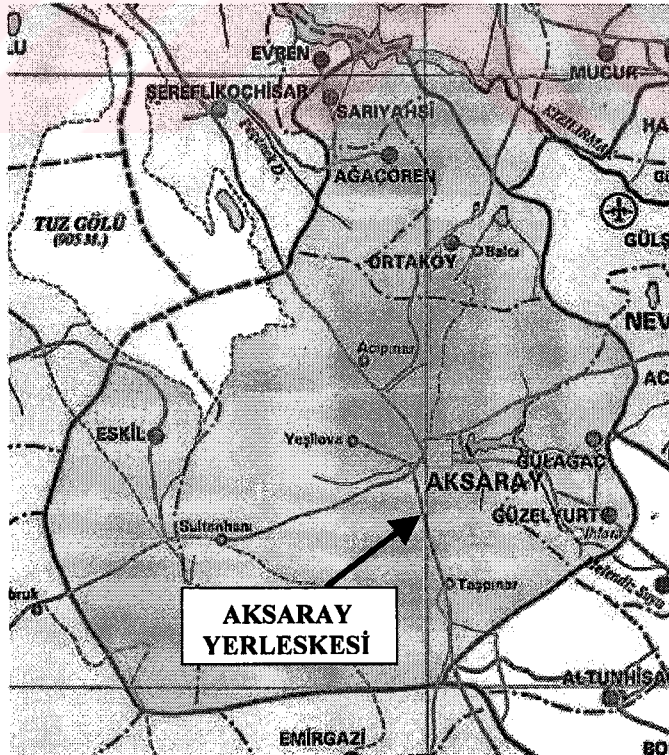
Modelimizi kurarken, insanlardan, aydınlatmadan vb. gelen ısı kazançları göz önünde tutulmamıştır, sistemdeki ısı kazancı sadece ısıtıcı elemanlardan ileri gelmektedir.

3.1.6 Aksaray Yerleşkesi ve ısıtma sistemi modeli

Ülkemizde bulunan jeotermal kaynakların %95'i düşük sıcaklıklı kaynaklardır. Bu kaynakların etkili bir şekilde kullanımını ısı pompası yardımı ile gerçekleştirebilir. Tezin ana amacında var olan düşük sıcaklıklı kaynaklar ile ısıtma yapılabileceğinin araştırmasıdır.

Isıtma uygulaması için halen yapımı devam etmekte olan Niğde Üniversitesi Aksaray Yerleşkesi ele alınmıştır. Buranın ele alınmasının sebebi ise volkanik bir bölgede kurulmuş olması ve 5 km. yakınında bulunan Karbogaz A.Ş. firmasının bölgede yaklaşık 300 m. derinlikli kuyular açmış olup, 36-42°C sıcaklıklı jeotermal akışkan elde etmişlerdir. Halen bu kuyulardan kuruluş tarafından karbondioksit üretimi yapılmaktadır [34].

Niğde Üniversitesi 1992 yılında kurulmuştur. Üniversite Niğde ve Aksaray yerleşkesi olmak üzere iki ayrı yerleşkeye sahiptir. Yerleşkelerin yapımına devam edilmektedir. Aksaray yerleşkesi Adana-Ankara Yolu üzerinde Aksaray şehir merkezinden yaklaşık 20 km. uzaklıkta yer almaktadır. Aksaray yerleşkesinin konumu Şekil 3.2'de verilmiştir.



Şekil 3.2 Aksaray Yerleşkesinin konumu

2004-2005 akademik yılında Aksaray’da 4 adet fakülte, 4 adet yüksek okul bulunmaktadır. Aksaray’da dağınık bir şekilde bulunan birimlerin yerleşkede birleştirilmesi gündemdedir Aksaray yerleşkesinde 2004 yılı itibari ile 4 adet bina tamamlanmak üzeredir. Tablo 3.1’ de bu binaların ısı ihtiyaçları verilmiştir.

Yerleşkede yeni yapılacak 8 Mühendislik binası, yapılmış olan Makine Mühendisliği binası ile eş yapıda olacaktır. Aksaray yerleşkesinin krokisi Şekil 3.3’de verilmiştir.

Tablo 3.1 Yerleşke’de bulunan mevcut binaların ısı ihtiyaçları

Mevcut Binalar		Isıl İhtiyaçları (kW)
1	Makine Mühendisliği	465
2	İktisadi ve İdari Bilimler Fakültesi	1858
3	Sabire Yazıcı Fen Edebiyat Fakültesi	755
4	Aksaray Üniversite Vakfı Eğitim Fakültesi	639

Yerleşkede ısı ihtiyacı, ısı merkezinde buhar kazanlarında buhar üretilerek, her bina altına yerleştirilecek olan bir eşanjör ile buhardan ısı çekerek binaların ısı ihtiyaçları tedarik edilmesi planlanmış olup, mevcut binalarda bu sisteme göre dizayn edilmeye başlamıştır. Günümüz itibari ile ısı merkezi henüz kurulmamıştır. Yapılan binaların ısı ihtiyaçları şu an için merkezi kalorifer tesisatı ile karşılama yoluna gidilmiştir.

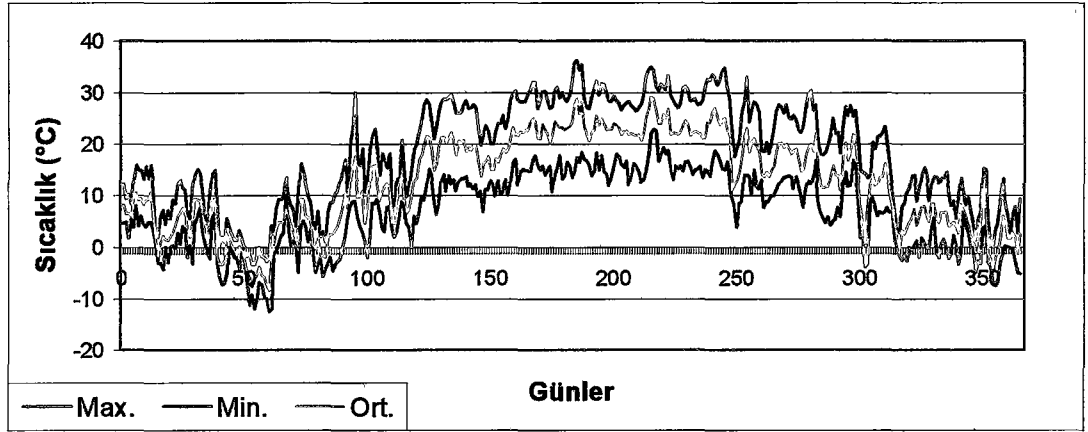
Yapılan bu çalışmada bilim ve kültür merkezinin örnek olması ve var olan öz kaynaklarımızın etkin bir şekilde kullanılması amaç edinilmiştir. Yerleşkede mevcut hidronik sistemlere, çevre dostu olan düşük sıcaklıklı jeotermal kaynaklı ısı pompası entegre edilerek yerleşkenin ısı ihtiyacını bu sisteme göre karşılanabileceği ortaya konulmuştur.



Şekil 3.3 Kurulacak olan Aksaray yerleşkesinin krokisi

Aksaray Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği bölümü ısı tekniği laboratuvarında bu sistemin bir prototipi kurularak deneysel olarak sistemin performansı incelenmiştir.

Aksaray ili için dış hava sıcaklıkları için örnek verecek olursak Şekil 3.4' de 2003 yılı günlük maksimum, minimum ve ortalama dış hava sıcaklıkları verilmiştir. Aksaray ili için dış hava sıcaklık değeri olarak -15°C alınmaktadır. Bu örnekte de gözüktüğü gibi son yıllarda Aksaray ili için dış hava sıcaklığı -15°C 'nin altına hiç düşmemiş ve -12°C 'yi örnek verilen yıl için sadece 3 saat görmüştür [35].



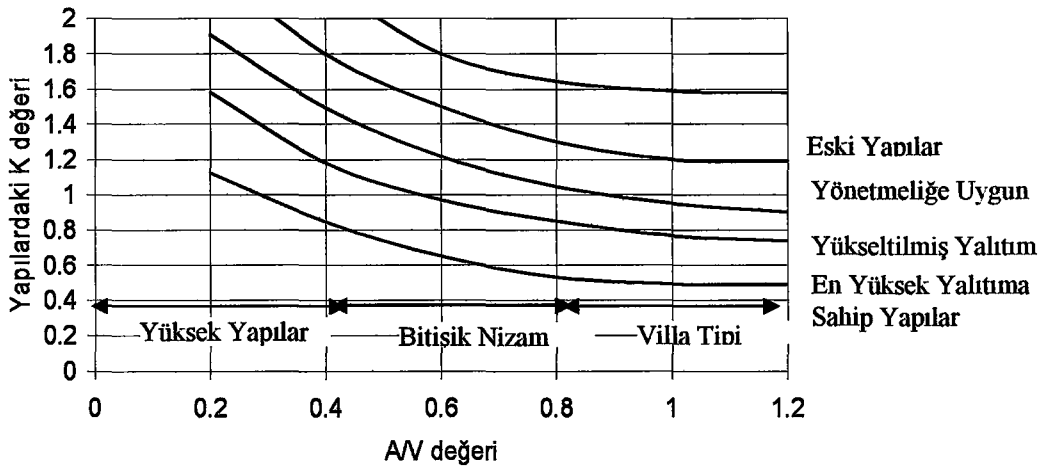
Şekil 3.4 2003 yılı günlük maksimum, minimum ve ortalama dış hava sıcaklıkları

Klasik ısı kaybı hesabında dış hava sıcaklığını -15°C değeri almak yerine bölüm 3.1.1.2'de ele alınan derece-saat veya derece-gün metodu ile daha gerçekçi bir sonuca ulaşmak mümkün olacaktır.

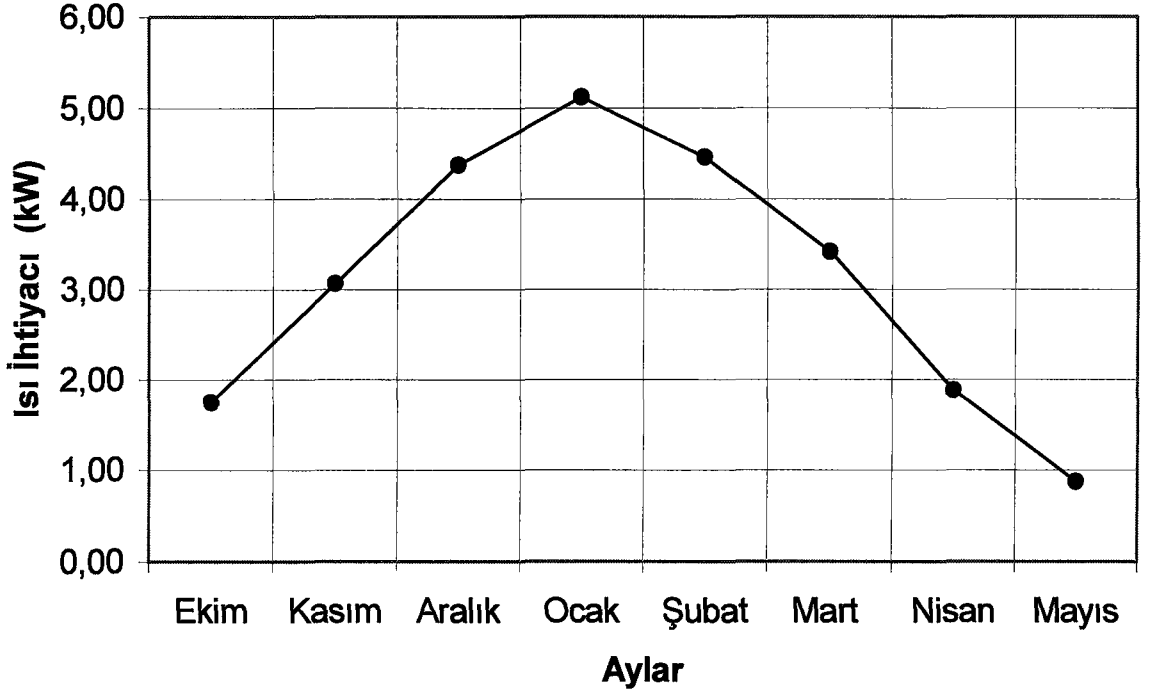
3.1.7 Mekan ısı ihtiyacı modeli

Aksaray'da örnek olarak 100m^2 'lik bir konutun ısı ihtiyacı Şekil 3.5'de verilmiştir. Mekanın ısı ihtiyacı için dış sıcak aylara bağlı olarak meteorolojik veriler kullanılmıştır. Isı kaybı hesabı için pratik hesap kullanılmıştır [20].

$$Q = \left(K \frac{A}{V} + 0,25.n \right) V \cdot (T_{iç} - T_{dış}) \quad (3.15)$$



Şekil 3.5 Bina yüzey alanı/hacim oranına bağlı olarak dış kabuk ortalama ısı geçiş katsayısı [20]



Şekil 3.6 Aksaray'da 100 m² lik bir dairenin aylara göre ısı ihtiyacı

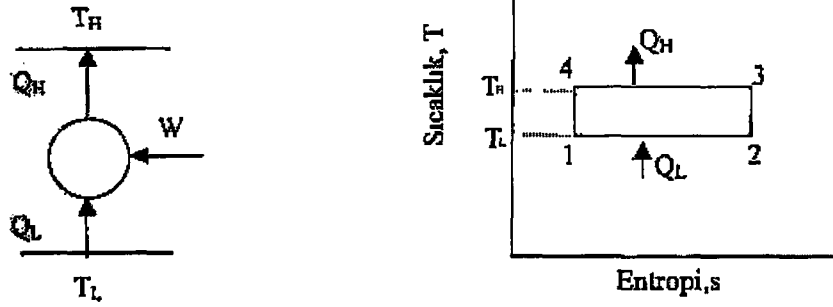
3.1.8 Isı pompası modeli

Carnot ısı makinesi esasında yüksek sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı çekip bunun belli bir kısmını işe çeviren ve geri kalanını düşük sıcaklıktaki bir ısı deposuna deşarj eden bir ısı makinesini tanımlar. Bu sıcaklık sınırları arasında çalışan tüm tersinmez ısı makinelerinin verimleri bu değerden daha düşük olacaktır. Gerçek bir ısı makinesi bu verime ulaşamaz, çünkü gerçek hal değişimleri ile ilgili tersinmezlikler tümüyle yok edilemez. Carnot ısı makinesini verimi,

$$\eta_{th,carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (3.16)$$

bu bağıntıya genellikle Carnot Verimi adı verilir.[26] Bu değer T_H ve T_L sıcaklıklarındaki ısıl enerji depoları arasında çalışan bir ısı makinesinin sahip olabileceği en yüksek verimdir.

Carnot ısı pompası ise carnot ısı makinesinin ters yönde çalışmasıyla elde edilir. Başka bir söylemle, Carnot ısı makinesi yüksek sıcaklıklı ısıl enerji deposundan düşük sıcaklıktaki ısı enerjisi deposuna ısı aktarırken iş üretir. Şekil 3.7 'de verilen carnot ısı pompası; düşük sıcaklıklı ısıl enerji deposundan çektiği ısıyı yüksek sıcaklıklı ısıl enerji deposuna transfer eder. Bunu yapılabilmesi için sisteme dışardan iş vermek gerekir.



Şekil 3.7 Carnot ısı makinesi ve çevrimin T-s diyagramında gösterimi [26]

Carnot çevriminin burada ele alınmasının nedeni ise, gerçek ve diğer ideal çevrimlerin karşılaştırılabileceği bir standart oluşturmasıdır. Carnot çevriminin verimi sadece, ısı alıp verdiği ısı enerji depolarının sıcaklıklarının bir fonksiyonudur. Carnot çevrimin verimini ifade eden (3.16) numaralı denklem, hem ideal hem de gerçek çevrimler için geçerli olan en önemli bir olguyu vurgular.

Isıl verim, sisteme verilen ortalama sıcaklık yükseldikçe veya sistemden ısı atılan ortalama sıcaklık düşürüldükçe artar.

Carnot ısı makinesinin termik verimi W/Q_H olarak ele alınırken, Carnot ısı pompası durumunda Q_H/W oranı dikkate alınır ve “Performans Katsayısı” veya “Etkenlik” olarak isimlendirilir [26]. Carnot ısı pompası performans katsayısı;

$$COP = \frac{T_H}{T_H - T_L} = \frac{Q_H}{W} \quad (3.17)$$

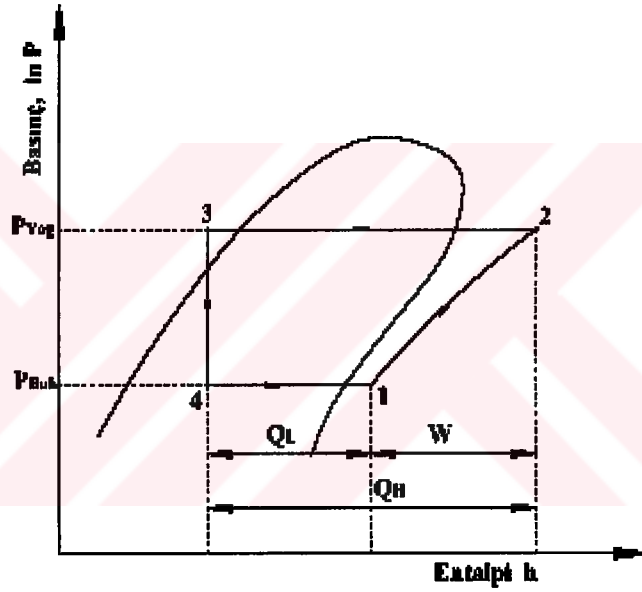
olarak ifade edilir [26].

Carnot çevriminin verimine yaklaşmak demek, daha verimli bir ısı pompası yapmak anlamına gelir, ısıtma ve soğutma işlemleri sabit sıcaklıkta olması gerekir. Bu sebeple iş gören akışkan olarak uygun sıcaklık ve basınçlarda faz değiştirebilecek bir soğutucu akışkan seçilmelidir. Yani iş gören akışkan buharlaşarak ısı absorbe etmeli ve yoğunlaşarak ısı vermelidir.

Gerçek buhar sıkıştırma çevrimin LnP-h diyagramı Şekil 3.8’de verilmiştir. İdeal çevrimden birkaç bakımdan farklıdır. Bu farklılık daha çok, gerçek çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana

kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı alışverişidir.

İdeal çevrimde, buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Bu koşul uygulamada gerçekleştirilemez, çünkü soğutucu akışkanının halini kontrol etmek olanaksızdır. Bunun yerine sistem, soğutucu akışkanın kompresör girişinde biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak şekilde tasarlanır. Burada amaç, akışkanın kompresör girişinde tümüyle buhar olmasını güvenceye almaktır. Ayrıca kompresör ile buharlaştırıcı arasındaki bağlantı genellikle uzundur, böylece akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve çevre ortamdan soğutucu akışkana ısı geçişi önem kazanabilir.



Şekil 3.8 Buhar sıkıştırma çevriminin Ln P-h diyagramı [26]

İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir, başka bir deyişle izantropiktir. Gerçek sıkıştırma işleminde ise, entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı geçişi söz konusudur. Sürtünme entropiyi artırır, ısı geçişi ise yöne bağlı olarak entropiyi artırır veya azaltır. Bu nedenle, soğutucu akışkanın sıkıştırılma işlemi sırasında entropi artabilir veya azalabilir. Sıkıştırmanın izantropik olmaktansa entropiyi azaltıcı yönde olması tercih edilir, çünkü kompresör işi bu durumda daha az olacaktır. Bu bakımdan soğutucu akışkanın sıkıştırma işlemi sırasında soğutulması, ekonomik ve uygulanabilir olduğu sürece yararlıdır.

İdeal çevrimde, soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış hali, kompresör çıkış basıncında doymuş sıvıdır. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışı ile kısılma vanası girişi arasında bir basınç düşmesi vardır. Akışkanın kısılma vanasına girmeden önce tümüyle sıvı olması istenir. Doymuş sıvı halini uygulamada hassalıkla gerçekleştirmek zor olduğundan, yoğuşturucudan çıkış hali genellikle sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir. Soğutucu akışkan doyma sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulur. Kısılma vanası ile buharlaştırıcı birbirine çok yakındır, bu nedenle aradaki basınç düşmesi küçüktür.

Bir ısı pompasının matematik modelini oluşturmak için ilk etapta sistemi oluşturan her bir elemanı ifade eden denklemler yazılmıştır.

Isı pompası simülasyonu konusunda literatürde pek çok çalışma mevcuttur. Bu çalışmaları iki ana başlıkta ele alırsak;

- Geçici (Transient) Rejim
- Sürekli Rejim

Geçici rejimde matematik denklemler zamana ve yola bağlı olarak yazılır. Sonuçta, sistem performansının zamanla nasıl değiştiği gözlenmektedir. Isı pompaları dinamik sistemlerdir. Sistemin giriş değerlerindeki herhangi bir değişim anında sistem çıkış değerlerinde bir değişmeye neden olmaktadır. Örneğin ısı kaynağı olarak dış ortam havasının kullanıldığı bir sistemde, kaynak sıcaklığı anlık, günlük olarak değişkendir. Başka bir söylemle kaynak sıcaklığı zamanın bir fonksiyonudur. Dolayısı ile sistemin performansı da zamanın bir fonksiyonu olacaktır. Böyle bir ısı pompası sisteminin en uygun çözümü geçici (transient) rejimde çözülmesi ile elde edilir.

Geçici rejimde değişik bir çok çözüm tekniği olmasına rağmen bir çoğunun ortak noktası matematik modeli kurarken kullanılan temel denklemlerdir. Enerji, momentum ve süreklilik denklemleri geçici formda yazılıp her bir elemana ayrı ayrı uygulanarak, ortaya çıkan denklem takımı uygun bir nümerik metotla çözülmüştür.

Geçici rejimde, parametreler zamana ve yola bağlı olarak ifade edildikleri için çözümleri zordur ama daha kesin ve doğru sonuçlar ortaya koymaktadır.

İkinci grupta ise denklemler zamandan bağımsız oldukları için, denklem takımının çözümü daha kolay ve daha az data gerektirmektedir. Örneğin ısı kaynağı olarak jeotermal kuyu kullanan bir ısı pompasında kaynak sıcaklığı üniform olduğu için

sistemin performansı zamanla sabit kalmaktadır. Bu tip bir sistemin davranışı en iyi kararlı rejimde incelenir. Bu konuda yapılan çalışmaların çoğu hava-hava tipi ısı pompalarını kapsamaktadır.

Bu tezde ele aldığımız jeotermal kaynak olması ve kaynak sıcaklığımızın zamanla değişmemesi nedeni ile inceleyeceğimiz sistem, kararlı rejimde ele alınmıştır.

3.1.8.1 Yoğuşturucu

Yoğuşturucu için literatürde çok fazla matematik model olmasına karşın bunların bir çoğu havalı tipte olduğu için burada basit bir model kurulmuştur.

Modeli oluştururken yoğuşmanın sabit sıcaklık ve basınçta gerçekleştiği ve basınç kaybının olmadığı kabul edilmiştir.

Yoğuşturucu soğutkan devresi için ısı transfer denklemi;

$$Q_{yog-r} = \dot{m}_R \cdot (h_2 - h_3) \quad (3.18)$$

yoğuşturucu su devresi için ise;

$$Q_{yog-su} = \dot{m}_{su} \cdot C_{p_{su}} \cdot (T_{yog-su-\dot{c}} - T_{yog-su-g}) \quad (3.19)$$

Yoğuşturucuda su borulardan, soğutucu akışkan zarf içinde dolaştığından zarf cidarlarından atmosfere ve borulardan dolaşan suya ısı kaybı olacaktır.

$$Q_{yog-r} = Q_{kon-su} + Q_{kayip} \quad (3.20)$$

İyi yalıtılmış bir yoğuşturucu için kayıplar ihmal edilirse;

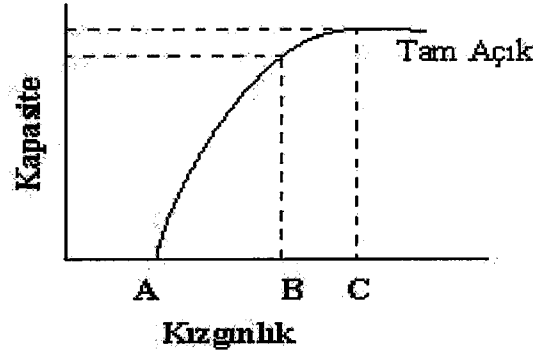
$$Q_{yog-r} = Q_{yog-su} \quad (3.21)$$

şeklinde yazılabilir.

3.1.8.2 Termostatik genişleme valfi

Termostatik genişleme valfi, buharlaştırıcıdan çıkan buhar fazındaki soğutkanın kızgınlık derecesine göre buharlaştırıcıya giren sıvı soğutkan debisini kontrol eder. Temel görevi kompresöre sıvı soğutkan gitmesine izin vermemektir. Bu nedenle buharlaştırıcıda sağlanan ısı ile tamamen buharlaşacak kadar soğutkanın buharlaştırıcısına girmesine izin verir.

Buharlaştırıcıda sağlanan ısı yükündeki değişime göre kızgınlığın değişimi Şekil 3.9'da görüldüğü gibidir.



Şekil 3.9 Termostatik kısılma vanası için kızgınlığın ısı yüküyle değişimi

A noktası vananın henüz açmak üzere olduğu andır. Buna literatürde “statik kızdırma” adı verilmiştir. Statik kızdırma bir fabrika ayarıdır ve yay kuvveti sistem kapalı iken vanayı kapalı konumda tutar. Isı yükündeki artışa bağlı olarak vana açılmaya başlar. AB mesafesi “açma kızgınlığı” olarak adlandırılmıştır. Mevcut çalışma yükünde gerekli kızdırma artışı olarak tanımlanabilir. AC mesafesi ise statik ve açma kızgınlık miktarlarının toplamıdır ve “çalışma kızgınlığı” olarak adlandırılmıştır.

Termostatik genişleme valfinin görevini yapan diğer bir aygıt ise kılcal borulardır. Bunlara ait matematik modeller literatürde mevcuttur [36,37].

Smith'in oluşturduğu temel termostatik kısılma vanası matematik modeli [38];

$$\dot{m}_{g,v} = C_{g,v} \cdot (\Delta T_{\zeta k} - \Delta T_{sta}) \cdot (\rho \cdot \Delta P_{g,v})^{1/2} \quad (3.22)$$

3.1.8.3 Buharlaştırıcı

Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı için yazılan modeller aynı değildir, bazı benzerlikleri vardır. Yoğuşturucular ve buharlaştırıcılar birlikte ele alınır ve farklı olduğu noktalar ortaya konur. Hesaplama ısı değiştiricilerin eşit olduğu kabulü yapılır. [39]

Literatürde havalı tip buharlaştırıcılar için yazılmış modeller mevcuttur. Sulu tip buharlaştırıcı için ısı transferinin izotermik olduğunu kabul edip, basınç kaybını da ihmal ederek soğutkan devresi için ısı yükü;

$$Q_{buh-r} = \dot{m}_R \cdot (h_1 - h_4) \quad (3.23)$$

Buharlaştırıcı su devresi için ise;

$$Q_{buh-su} = \dot{m}_{jeo} \cdot C_{p_{jeo}} \cdot (T_{buh-jeo-g} - T_{buh-jeo-ç}) \quad (3.24)$$

Buharlaşma sıcaklığı düşük olduğu için ısı kayıpları ihmal ederek;

$$Q_{buh-r} = Q_{buh-su} \quad (3.25)$$

soğutkan tarafındaki ısı ile su tarafındaki ısı yüklerinin eşit olduğu kabulü yapılmıştır.

3.1.8.4 Kompresör

Kompresör ısı pompası sisteminin ana elemanıdır. Birincil derecede elektrik enerjisini tüketir. İyi bir sistem performansı elde etmek için düzgün bir şekilde kompresör modellemek son derece önemlidir. Literatürde farklı kompresör modelleri kullanılarak değişik tipte ısı pompaları dizayn edilmiştir [40].

Kompresör modeli için pistonlu hermetik tip kompresör seçilmiştir. Kullanılacak olan kompresörün matematik modeli aşağıda verilmiştir.

Kompresörün izantropik verimi,

$$\eta_{Komp} = \frac{\dot{W}_{Komp-ideal}}{\dot{W}_{Komp-Gercek}} = \frac{\dot{m}_{r-ideal} \cdot (h_o - h_i)}{\dot{W}_{Komp-Gercek}} \quad (3.26)$$

Burada \dot{W}_{Komp} ve \dot{m}_r ile kompresör motor gücünü ve soğutucu akışkanın kütle debisi ifade edilmiştir. Kompresörün volumetrik verimi ise,

$$\eta_{Vol} = \frac{\dot{m}_{r-gercek}}{\dot{m}_{r-ideal}} \quad (3.27)$$

ile ifade edilmiştir.

3.1.8.5 Isı pompası modeli ekserji analizi

Kütle, enerji, entropi ve ekserji denge denklemleri

Sürekli rejimde,

(a) Bütün prosesler, sürekli rejimde ve potansiyel ve kinetik enerji değişimler ihmal edilmiştir. Kimyasal ve nükleer reaksiyonlar göz önünde tutulmamıştır.

- (b) Sisteme olan ısı transferi ve sistemden olan iş pozitif (+) olarak ele alınmıştır.
- (c) Bağlantılardaki ısı transferi ve basınç düşmeleri uzunluklarının çok kısa olması nedeni ile ihmal edilmiştir.
- (d) Kompresörün adyabatik verimini %85 kabul edilmiştir.
- (e) Kompresörün mekanik verimi %70 ve kompresör motorun elektriksel verimi %72 olarak alınmıştır.
- (f) Havanın mükemmel gaz kabulü ile nem ihmal edilmiştir.
- (g) Sirkülasyon pompası işi kompresör işinin yanında ihmal edilebilirdir.
- (h) Soğutucu akışkan için ölü hal olarak çevre sıcaklığı 293K ve 100kPa doyma basıncı ele alınmıştır.

Yukarıdaki kabuller altında oluşturulan bu dört denklem ile ısı girişi, iş, ekserjideki azalma, tersinmezlik, ve enerji ile ekserji verimleri elde edilmiştir.

Kütle dengesini yazılırsa,

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{cikan} \quad (3.28)$$

genel enerji dengesi;

$$\dot{E}_{giren} = \dot{E}_{cikan} \quad (3.29)$$

sisteme ısı,iş ve kütle ile transfer olan net enerji = sistemden ısı,iş ve kütle ile transfer olan net enerji

Bu denklemi genişletirsek;

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_{giren} \cdot h_{giren} = \dot{W} + \sum \dot{m}_{cikan} \cdot h_{cikan} \quad (3.30)$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{net-giren} = \dot{Q}_{giren} - \dot{Q}_{cikan} \quad (3.31)$$

$$\dot{W} = \dot{W}_{net-giren} = \dot{W}_{cikan} - \dot{W}_{giren} \quad (3.32)$$

genel ekserji dengesini yazacak olursak;

$$\dot{E}x_{giren} - \dot{E}x_{cikan} = \dot{E}x_{kayıp} \quad (3.33)$$

aşağıdaki gibi genişletilebilir.

$$\dot{E}x_{isi} - \dot{E}x_{is} + \dot{E}x_{k\u00fctle-cikan} - \dot{E}x_{k\u00fctle-giren} = \dot{E}x_{kayip} \quad (3.34)$$

(sistemde ısı,iş ve kütle ile transfer olan net enerji = Ekserji kaybı)

denklem 3.34 ele alınır genel ekserji dengesi yazılırsa;

$$\sum \left(1 - \frac{T_o}{T_k} \right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum \dot{m}_{giren} \cdot \psi_{giren} - \sum \dot{m}_{cikan} \cdot \psi_{cikan} = \dot{E}x_{kayip} \quad (3.35)$$

$$\psi = (h - h_o) - T_o (s - s_o) \quad (3.36)$$

Entropi dengesi;

$$\dot{S}_{giren} - \dot{S}_{cikan} + \dot{S}_{uretim} = 0 \quad (3.37)$$

ısı ve kütle ile transfer olan net entropi + entropi üretimi = 0

sisteme olan transfer yönü pozitif kabul edilirse, eşitlik 3.37 deki genel entropi ilişkisini yeniden düzenlediğimizde,

$$\dot{S}_{uretim} = \sum \dot{m}_{cikan} \cdot s_{cikan} - \sum \dot{m}_{giren} \cdot s_{giren} - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (3.38)$$

genelde ilk olarak \dot{S}_{uretim} 'in bulunması daha uygundur daha sonra ekserji kaybı değerlendirilir veya tersinmezlik aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$\dot{I} = \dot{E}x_{kayip} = T_o \cdot \dot{S}_{uretim} \quad (3.39)$$

Literatürde ekserjetik verimle ilgili çeşitli formülasyonlar yer almaktadır [41].

Bunların arasında Kotaş tarafından ifade edilen verim denklemi [42],

$$\eta_{O,R} = \frac{\dot{E}x_{cikan}}{\dot{E}x_{giren}} \quad (3.40)$$

Bütün ısı pompası sistemini ele aldığımızda eşitlik 3.40 aşağıdaki hale gelir,

$$\eta_{O,R,IP} = \frac{\dot{E}x_{ısı}}{\dot{W}_{gercek,giren}} \quad (3.41)$$

Buradaki bütün terimler pozitif değerlidir. $\dot{E}x_{ısı}$, birim zamanda ısı ile transfer olan ekserji oranını ve $\dot{W}_{gercek,giren}$ ile de birim zamanda sisteme gerçek iş girişi tanımlanmıştır.

Isı ile gerçekleşen ekserji,

$$\dot{E}x_{ısı} = \left(1 - \frac{T_O}{T_{ic,hava}}\right) \cdot \dot{Q}_{sh} \quad (3.42)$$

Burada $T_{in,hava}$ ile iç hava sıcaklığını, \dot{Q}_{sh} ile de yoğuşturucudan çekilen ısı ile eşit olan iç mahal ısı yükü tanımlanmaktadır.

Kompresöre verilen gerçek güç [42],[43],

$$\dot{W}_{gercek,giren} = \frac{I_{komp} \cdot V_{komp} \cdot \cos \phi}{1000} \quad (3.43)$$

$$\dot{W}_{gercek,giren} = \frac{\dot{W}_{komp}}{\eta_{komp,m} \cdot \eta_{komp,el}} \quad (3.44)$$

Burada I_{komp} ile kompresörün çektiği akım, V_{komp} ile kompresörün çektiği voltaj, $\cos \phi$ güç faktörü, \dot{W}_{komp} kompresöre verilen iş, $\eta_{komp,m}$ ve $\eta_{komp,el}$ ise de kompresörün mekanik ve elektrik verimlerini ifade etmektedir.

Mekanik ve elektrik kayıplarını aşağıdaki eşitlik ile tanımlayabiliriz.

$$\dot{I}_{m,el} = \dot{W}_{gercek,in} \cdot (1 - \eta_{komp,m} \cdot \eta_{komp,el}) \quad (3.45)$$

İkinci kanun verimi, η_{II} ,

$$\eta_{II} = \frac{COP_C}{COP_{gercek}} \quad (3.46)$$

Sistem elemanları için denge denklemleri ele alındığında,

Tablo 3.2 Deneysel tesisatında kullanılan ekipmanların kütle, enerji ve ekserji analizi [44]

Eleman	Kütle analizi (Kütle Korunumu Pransibi)	Ekserji Analizi (Termodinamiğin II. Kanununu)	
		Enerji analizi (Termodinamiğin I. Kanununu veya Enerji Korunumu)	Tersinmezlik veya Ekserji Kaybı (Ekserji dengesi, Tersinmezlik veya Ekserji Kaybı Entropi dengesi, (Ekserjideki azalma)
Kompresör	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r$	$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r \cdot (h_{2a} - h_1)$ $\dot{Q}_{kon} = \dot{m}_r \cdot (h_{2a} - h_3)$ $\dot{Q}_{kon} = \dot{Q}_{ısıtıcı}$	$\dot{I}_{komp} = \dot{m}_r \cdot (\psi_1 - \psi_{2a} + \dot{W}_{komp})$ $\dot{I}_{kon} = \dot{I}_0 \cdot \dot{m}_r \cdot (s_1 - s_{2a})$
Yığılma	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r$	$\dot{m}_w \cdot C_{p,w} \cdot (T_{in,ısıtıcı} - T_{out,ısıtıcı})$ $\dot{Q}_{sk} = \dot{m}_{kava} \cdot C_{p,kava} \cdot (T_{in,kava} - T_{out,kava})$ $(T_{in,ısıtıcı} = T_5; T_{out,ısıtıcı} = T_6)$	$\dot{I}_{kon} = \dot{m}_r \cdot (\psi_{2a} - \psi_3)$ $+ \dot{m}_w \cdot (\psi_6 - \psi_5)$ $\dot{I}_{kon} = \dot{I}_0 \cdot \left(\dot{m}_r \cdot (s_3 - s_2) + \dot{m}_w \cdot (s_5 - s_6) \right)$
Kısımla Vanası	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_w$	$h_3 = h_4$	$\dot{I}_{trv} = \dot{m}_r \cdot (\psi_3 - \psi_4)$ $\dot{I}_{trv} = \dot{I}_0 \cdot \dot{m}_r \cdot (s_4 - s_3)$
Buharlaştırıcı	$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_r$	$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4)$ $\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{sk}$	$\dot{I}_{evap} = \dot{m}_r \cdot (\psi_4 - \psi_1)$ $+ \dot{m}_{wa} \cdot (\psi_8 - \psi_7)$ $\dot{I}_{evap} = \dot{I}_0 \cdot \left(\dot{m}_r \cdot (s_1 - s_4) + \dot{m}_{wa} \cdot (s_7 - s_8) \right)$

3.2 Deneysel Çalışmalar

Deney seti 25-30 °C sıcaklıktaki jeotermal akışkandan yararlanılarak kendisine bağlantısı yapılmış kapalı devre ısıtma tesisatı suyunu, 65°C sıcaklığa kadar ısıtan bir ısı pompası sistemidir. Sistem iki ana devreden oluşmaktadır. Bunlar gaz devresi ve su devreleridir. Mekanik buhar sıkıştırımlı çevrime göre çalışan deney sistemimiz de iş gören akışkan olarak R134a kullanıldı.

Gaz devresi kompresör, genişleme valfi, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve alçak-yüksek basınç prosestatlarından oluşturuldu. Bu ekipmanların teknik özellikleri bölüm 3.2.1’de verilmiştir.

Yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve jeotermal olmak üzere sistemde üç su devresi mevcuttur. Su devrelerine ait boru akış şeması Şekil 3.10’da verilmiştir. Her bir devrede su kapalı olarak sirküle edilir.

Yoğuşturucu su devresi; atmosfere açık genişleme deposu, sirkülasyon pompası, yoğuşturucu, yoğuşturucu su debisi ölçmek için bir rotametreden oluşturuldu. Yoğuşturucu su devresi ısıtma tesisatına kapalı devre olarak bağlandı.

Yoğuşturucuda soğutucu akışkanın sahip olduğu ısı, ısıtma tesisatı suyu tarafından çekilerek, soğutucu akışkan yoğuşturucuda çevrimine devam eder. Isıtma tesisatındaki ekipmanların basınç altında kalmaması için sistem atmosfere açık bir genişleme deposu ile emniyete alındı.

Buharlaştırıcı su devresi; buharlaştırıcı, sirkülasyon pompası, su debisi ölçümü için rotametre gibi ekipmanlardan oluşturuldu.

Jeotermal su devresi jeotermal kaynak sıcaklığını laboratuvar şartlarında elde etmek için bir su tankı kullanıldı. İçerisine elektrikli ısıtıcı yerleştirilerek ve sıcaklığını sabit tutmak içinde bir termostat yerleştirildi. Böylece tank sıcaklığı sabit tutulmaya çalışıldı.

Öte yandan ısıtma tesisatını temsilen radyatörler kullanıldı. Laboratuvarın ısıtılması da bu şekilde sağlandı.

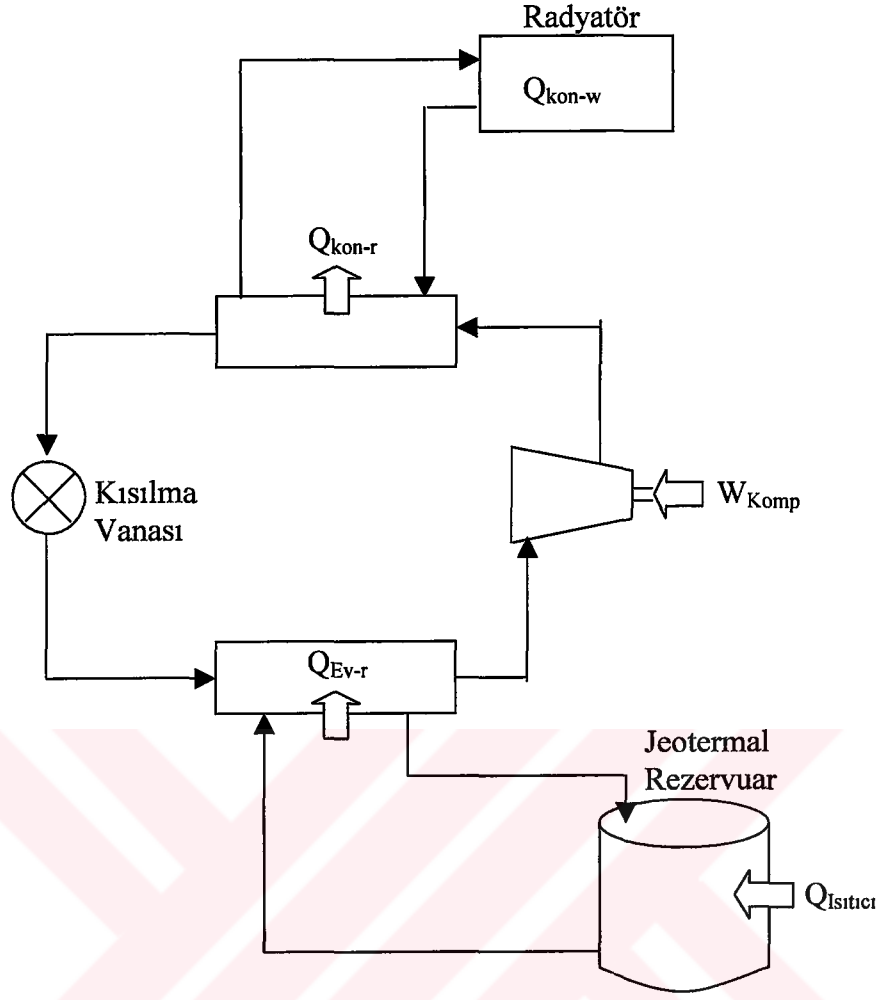
Jeotermal rezervuar olarak kullanılan tank üzerine yerleştirilen termostat üzerinden, istenen jeotermal kaynak sıcaklığına set edilmesi ile termostat ısıtıcıyı devreye kontrol eder. İstenen sıcaklığa ulaşıldığında termostat ısıtıcıyı kapatır, set edilen değerin altına düştüğü zaman ısıtıcı açılarak tank sıcaklığını sabit tutar. Bu

devreye ait sirkülasyon pompası çalıştığı zaman jeotermal kaynaktan elde edilen sıcak akışkan, tank ile buharlaştırıcı arasında kapalı olarak sirküle edilir. Böylece jeotermal akışkandan elde edilen ısı, buharlaştırıcı soğutucu akışkan devresine ısınımasını aktarır. Buharlaştırıcıyı biraz soğumuş olarak terk eden jeotermal akışkan reenjeksiyonla su tankına döner.

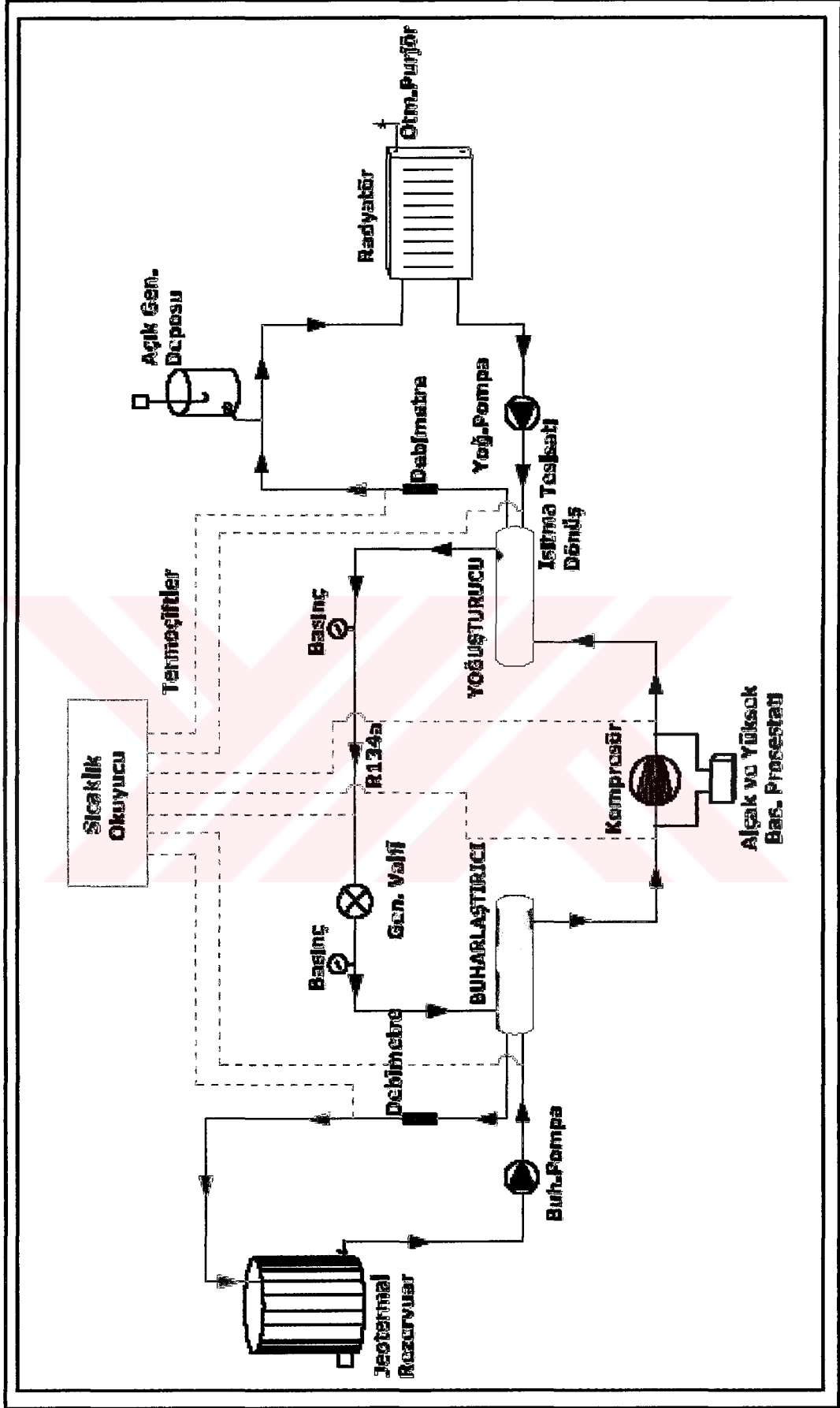
Kompresörü çalıştırmadan yoğuşturucu ve buharlaştırıcı su devreleri sirkülasyon pompalarına yol verilerek su akışı sağlanmış olur. Bu devrelere bağlanan rotametreler kontrol edilerek su akışının sağlandığı görülür. Eğer yoğuşturucu ve buharlaştırıcı devrelerinde herhangi bir nedenle su mevcut değilse veya bu devrelerin pompaları arıza durumuna geçmiş ise su akışı olmayacaktır. Bu durumda buharlaştırıcı ve/veya yoğuşturucu susuz kalacaktır. Bu durum hem eşanjörler için hem de kompresör için sakıncalıdır. Kompresöre yol verilmeden pompalardan sistemin havası alınır. Aksi halde hava kabarcıkları eşanjörlerin ısı verimlerinin düşmesine neden olacaktır.

Kompresör çalıştıktan sonra buharlaştırıcıda ıslak buhar fazındaki gaz buharlaştırıcı su devresinden ısı çekerek buharlaşırken, suyu da bir miktar soğutur. Buharlaştırıcıyı belli bir miktar soğumuş olarak terk eden su, jeotermal rezervuar olarak kullanılan tanka döner. Buharlaştırıcıda su devresinden aldığı ısı ile buharlaşan gaz kompresör tarafından sıkıştırılır, basıncı ve sıcaklığı yükselir. Kızgın buhar fazındaki gaz yoğuşturucuya gelir ve yoğuşturucu su devresine ısı kaybederek yoğuşur ve yoğuşturucuyu doymuş sıvı fazında terk eder. Soğutucu akışkan genişleme valfinden geçerek buharlaştırıcıya sıcaklığı ve basıncı düşerek gelir. Bu arada yoğuşturucu gaz devresinden aldığı ısı ile ısınan su, ısıtma tesisatına gider ve burada radyatörlerle ortam havasına ısı kaybederek tekrar yoğuşturucuya döner. Sirkülasyon bu şekilde devam eder.

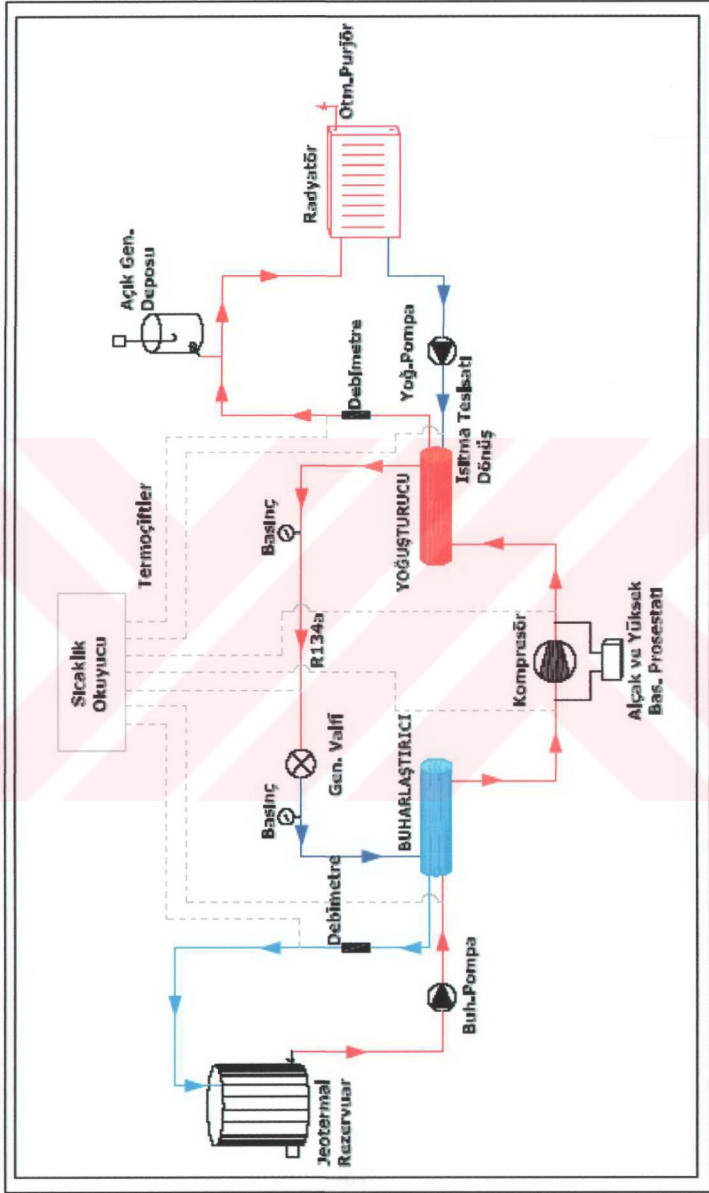
Şekil 3.10'da anlatılan devreler arası enerji aktarımı verilmiştir. Şekil 3.11'de yer alan su tankı jeotermal rezervuarı temsil etmektedir.



Şekil 3.10 Deney sisteminde devreler arası enerji transferi



Şekil 3.1.1 Jeotermal ısı pompası deney düzenneği şeması



Şekil 3.11 Jeotermal ısı pompası deney düzeneği şeması



Şekil 3.12 Jeotermal ısı pompası deney düzeneği

3.2.1 Kullanılan Ekipmanların Özellikleri

3.2.1.1 Kompresör

Kompresör hermetik tipte imal edilmiş olup, R134a soğutucu akışkan ile çalışmaktadır. Elektrik motoru ve pistonlar kapalı bir zarf içindedir. Motor sargıları emme tarafındaki soğutucu akışkan R134a ile soğutulmaktadır. İmalatçı firmadan alınan soğutma kapasitesi $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ buharlaştırıcı sıcaklığında $\sim 10\text{ kW}$ 'tır.

Mekanik & elektrik verim :0,70 - 0,72

Volumetrik verim :0,80

İzentropik verim :0,80

3.2.1.2 Yoğuşturucu

Yoğuşturucu çift borulu tipte edilmiştir. Yoğuşturucumuz tesisata paralel akışlı olarak monte edilmiştir. Yoğuşturucu içinde bakır boru helisel olarak döşenmiştir. Yoğuşturucuda bakır boru içinden R134a gazı ve dış kısmından ise ısıtma tesisatı suyu geçmektedir. Şekil 3.13'de yoğuşturucunun görünümü verilmiştir.



Şekil 3.13 Deney tesisatında yoğuşturucunun görünümü

3.2.1.3 Buharlaştırıcı

Buharlaştırıcıda yoğuşturucu gibi çift borulu tipte imal edilmiş ve deney setimize paralel akışlı olarak monte edilmiştir. Buharlaştırıcıda, bakır boru içinden R134a gazı ve dış kısmından ise jeotermalden elde edilen su geçmektedir. Şekil 3.14’de buharlaştırıcının görünümü verilmiştir.



Şekil 3.14 Deney tesisatında buharlaştırıcının görünümü

3.2.1.4 Soğutucu akışkan

Isı pompasında çalışan akışkan, buharlaştırıcıda buharlaşarak düşük sıcaklık kaynağından ısıyı almakta; yoğuşturucuda yoğuşması ile ise ısıyı yüksek sıcaklık kuyusuna aktarmaktadır, yani sistem içindeki hareketi ile ısının düşük sıcaklık kaynağından yüksek sıcaklık kuyusuna aktarımını sağlamaktadır. Çevrim şartlarına uygun olacak ve ısı pompasının emniyetli ve ekonomik çalışmasını sağlayacak şekilde titizlikle seçilmelidir.

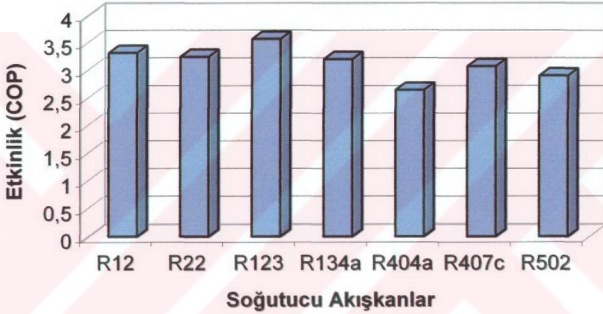
Buhar sıkıştırma ısı pompalarında kullanılacak akışkanın özellikleri genelde ideal soğutucu akışkanlar için aranan özellikler olup, bunlar:

- Kolay bulunur ve ucuz olması,
- Sistem şartlarında inert ve dayanıklı olması
- Zehirli olmaması,
- Patlayıcı, parlayıcı korozif ,olmaması,

- Kötü kokulu olmaması,
- Kaçak durumunda tayin edilebilmesi,
- Termodinamik açıdan uygun olması,

şeklinde özetlenebilir.

Deney tesisatımızda kullanılmak üzere soğutucu akışkan seçimini Solkane soğutucu akışkan seçim programı kullanılarak, Şekil 3.15'de görüldüğü üzere çeşitli alternatifler arasından performans katsayısı göz önüne alınarak R123 ve R134a gazı seçildi. [45]



Şekil 3.15 Çeşitli soğutucu akışkanların etkinliklerinin karşılaştırılması

Avrupa Birliğine (AB) aday ülke konumunda olmamız sebebiyle, AB ülkelerinin kabul ettiği Kyoto Protokolü göz önünde tutuldu. Kyoto Protokolü çerçevesinde çevre etkileri sebebi ile bazı soğutucu akışkanlar yasaklanmış bazılarına da sınırlama getirilmiştir. R12 ve R22 soğutucu akışkanların kullanımı yasaklanmış ve R123 soğutucu akışkanına da sınırlandırma getirilmiştir. Bu nedenle deney tesisatımızda R134a gazı kullanıldı.

Kyoto Protokolü çerçevesinde %5 ile sınırlandırılan R123 gazının, Kyoto Protokolünü tanıyan devletlerin ekonomik tesisler için kullanımına müsaade edilerek kontrol altına alınması gerekmektedir.

3.2.1.5 Sirkülasyon pompaları

Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı su devrelerinde iki adet ıslak rotorlu, 3 devirli sirkülasyon pompası kullanıldı. Wilo ve Dab marka olan sirkülasyon pompalarımız sıcak su ortamında aşırı ısınma tehlikesi olmadan çok rahat çalışabilmekte, güç tüketimi az ve sessiz çalışmaktadır. Devir seçimi motor buatında bulunan anahtardan el ile ayarlanarak yapıldı. Pompalar uzun süre çalışmadığı zaman, su içinde bulunan tortu vs. ile sıkışma yapabilir ve yol verildiğinde pompa çalışmayabilir. Bu durumda pompa üzerinde bulunan vida sağa sola döndürülerek rotoru bloke eden sıkışma giderilir.

3.2.1.6 R134a alçak ve yüksek basınç prosestatları

Deney düzeneğimizde Dazhou marka alçak ve yüksek basınç prosestatı kullanıldı. Kompresörün emme ve deşarj basınçlarında anormal değişme olduğu zaman kompresörü devreden çıkaran basınç prosestatımız üst kısmında bulunan vidalar ile yüksek basınç 25 bara, alçak basınç donma tehlikesini önlemek amacı ile 2-3 bara ayarlandı.

3.2.1.7 Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı devresi su debi kontrolü

Anlık akış ölçümü için borosilikat camlı debimetre kullanıldı. İmalatçı firmadan alınan debimetremizin hassasiyeti $\pm 3\%$ 'tür ve ölçüm aralığı 0-1000 lt/h'dir. Debimetremiz sirkülasyon pompası ile yoğuşturucu ve sirkülasyon pompası ile buharlaştırıcı arasına bağlanarak jeotermal akışkanın ve ısıtma suyu debisinin kontrolü sağlandı.

3.2.1.8 Isı kontrolü

Deney setimizde 7 farklı noktanın sıcaklıkları kontrol etmek için, K tipi termo çiftler kullanılarak 12 kanallı bir okuyucuya adapte edilerek sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Kontrolörümüz ile,

- 1- Yoğuşturucu giriş hattı ve ısıtma suyu dönüş sıcaklığı
- 2- Yoğuşturucu çıkış hattı ve ısıtma suyu giriş sıcaklığı
- 3- Kompresör çıkış hattı ve yoğuşturucu giriş hattı R134a sıcaklığı
- 4- Kompresör emiş hattı ve buharlaştırıcı çıkış hattı R134a sıcaklığı
- 5- Flash tank ve yoğuşturucu çıkış hattı R134a sıcaklığı
- 6- Buharlaştırıcı giriş hattı ve jeotermal akışkan giriş sıcaklığı

7- Buharlaştırıcı çıkış hattı ve jeotermal akışkan reenjeksiyon sıcaklığı ölçümleri yapıldı.

3.2.1.9 Voltmetre

Kompresörün şebekeden çektiği gücü bulmak için kullanıldı. Kullanılan voltmetre Inter marka R1-DV tiptedir.

3.2.1.10 Ampermetre

Kompresörün çektiği akımı ölçmek için kullanılan ampermetre Ovak marka CI-1.5 tiptedir.

3.2.1.11 Cos ϕ metre

Tesisatımızda dijital cos ϕ metre kullanılmıştır. Kompresörün aktif gücünü hesaplamada kullanılan cos ϕ metre, inter marka RCM-02 tiptedir.

3.2.2 Deneysel ölçümler

Deneysel ölçümler ısı pompasının performansını belirlemek amacıyla yapılmıştır. Bu nedenle deneyler sırasında ölçülen parametreler aşağıda verilmiştir.

3.2.2.1 Gaz devresi

- Yoğuşturucu giriş ve çıkış gaz sıcaklıkları
- Yoğuşturucu gaz basıncı
- Buharlaştırıcı çıkış gaz sıcaklığı
- Buharlaştırıcı gaz basıncı

3.2.2.2 Su devreleri

- Yoğuşturucu giriş ve çıkış su sıcaklıkları
- Buharlaştırıcı giriş ve çıkış su sıcaklıkları
- Buharlaştırıcı devresi su debisi
- Yoğuşturucu devresi su debisi

3.2.2.3 Elektrik devresi

- Kompresörün şebekeden çektiği akım
- Kompresörün şebekeden çektiği voltaj değeri
- Kompresörün aktif gücü

Ölçüm yapılan noktalar Şekil 4.2'de şematik olarak gösterilmiştir. Gaz devresinde buharlaştırıcı çıkışı ile kompresör girişi arası mesafe ile yoğunlaştırıcı girişi ile kompresör çıkışı arasındaki mesafenin kısa olmasından dolayı kayıplar ihmal edilebilir düzeyde olması sebebi ile basınç ve sıcaklık kayıpları ihmal edildi. Bu sebeple kompresör giriş ve çıkışındaki basınç ve sıcaklıklar buharlaştırıcı çıkış ve yoğunlaştırıcı giriş noktalarındaki basınç ve sıcaklık değerlerine eşit kabul edilerek tekrar yoğunlaştırıcı giriş ve buharlaştırıcı çıkış gaz sıcaklık ve basınç değeri ölçülmedi.

Yapılan deneylerle sistem performansının jeotermal su debisi ve sıcaklığı, ısıtma tesisatı devresi debisi ile nasıl değiştiği incelendi. Buharlaştırıcı debisi 400-600 lt/h aralığında performans katsayısının (COP) değişimi gözlemlendi. Ayrıca her bir deneyde sistem performansının zamanla değişimi de incelendi. Bu nedenle her bir deney yapılırken sistemin sürekli rejime ulaşması beklendikten sonra beşer dakika aralıklarla ölçümler yapıldı. Bu ölçümlerle de sistemin kararlılığı gözetildi.

Sıcaklık ölçümleri için K tipi termoçiftler kullanıldı. Termoçiftler 12 kanallı bir sıcaklık okuyucuya adapte edilerek, sıcaklık ölçümü yapıldı.

Basınç ölçümleri için sisteme manometre bağlanarak ölçümler yapıldı.

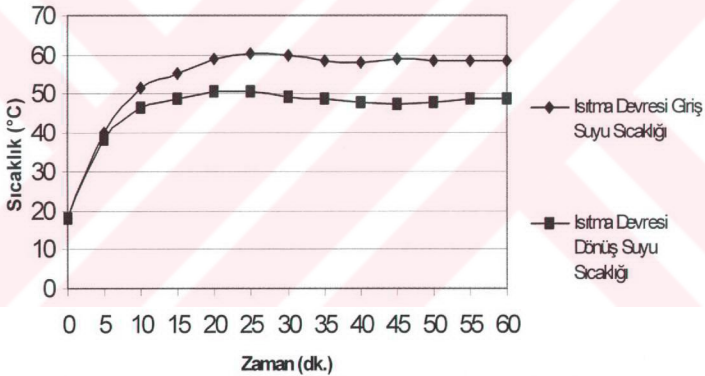
Su debilerini ölçmek için borosilikat camlı rotametreler kullanıldı. Rotametrelerin hassasiyeti $\pm\%3$ ' tür ve ölçüm aralığı 0-1000 lt/h' dir.

Kompresörün çektiği akım, voltaj ve aktif güç değeri pano üzerine yerleştirilmiş olan ampermetre, voltmetre ve $\cos\phi$ metre ile ölçüldü.

BÖLÜM 4

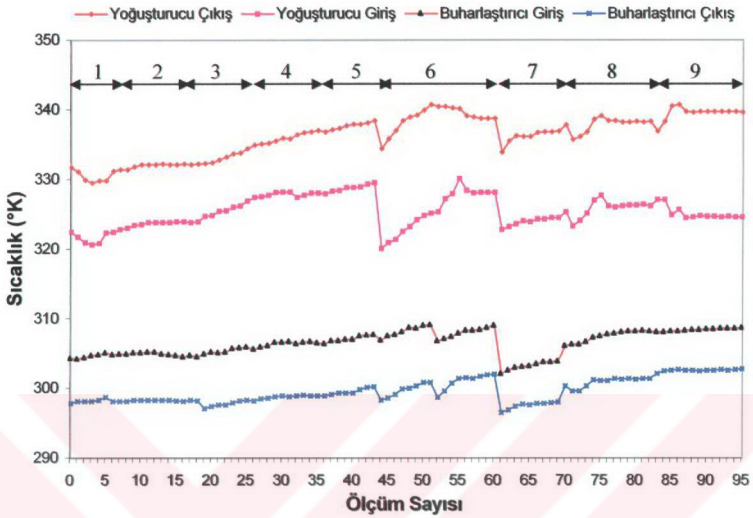
DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ VE ÖNERİLER

Deneyler sonucunda sistemin kararlı rejime ulaştığı ve sistem parametrelerin zamanla fazla değişmediği gözlemlenmiştir. Şekil 4.1'de sistemin 20 ila 25 dakika içerisinde kararlı rejime ulaştığı görülmektedir. Şekil 4.1'de ısıtma devresi giriş suyu sıcaklığının zamana bağlı grafiği verilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi ısıtma devresi su sıcaklıkları kararlı bir şekildedir. Isıtma devresi su dönüş sıcaklığının sabit kalması son derece önemlidir. Deneyler esnasında yapılan gözlemlere dayanarak bu sıcaklığın sistemin kararlılığı açısından çok önem taşıdığını ve kararlılık için bir kontrol parametresi olduğunu söyleyebiliriz.



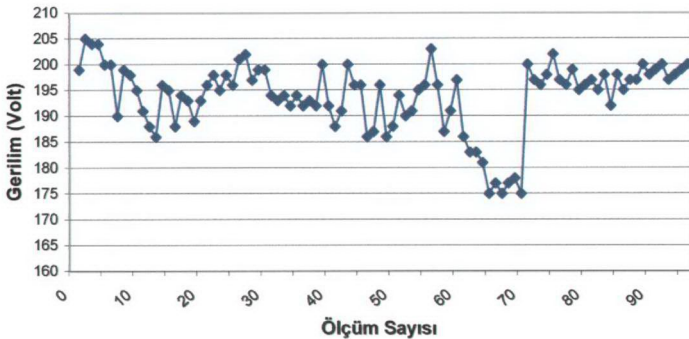
Şekil 4.1 Isıtma devresi su sıcaklıklarının zamana göre değişimi

Deney sırasında yapılan ölçümler sonucu Şekil.4.2 de su devreleri sıcaklıkları görülmektedir. Grafikten de görüldüğü üzere yoğunlaştırıcı çıkış sıcaklığı 65°C civarında olduğu, bunun ise hidronik ısıtma sistemlerine uygulamasını kolaylaştırmaktadır. Burada yapılması gereken mevcut ısıtma sistemindeki kazan yerine ısı pompası sisteminin konmasıyla dönüşüm tamamlanır. Mevcut sistemde kazan dışında ilave her hangi bir değişikliğe gerek görülmez. Buharlaştırıcı çıkış sıcaklığının kısıtlamaları; kompresör çalışma sıcaklığı ve soğutucu akışkanın termodinamik özellikleridir.



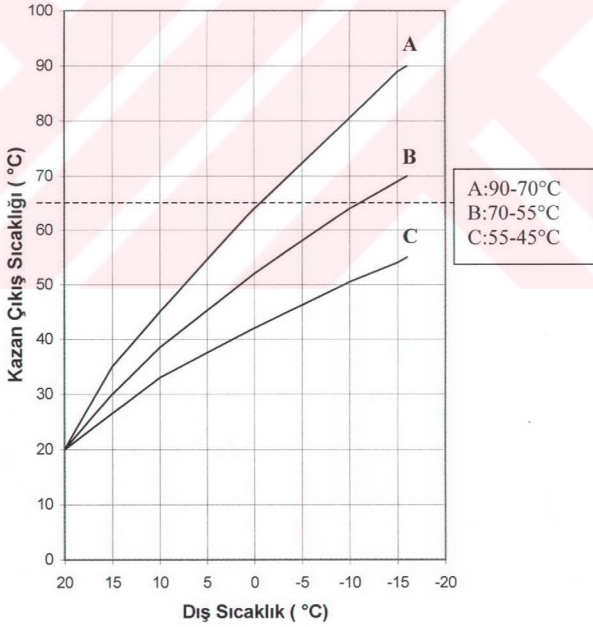
Şekil 4.2 Isı pompası su devreleri sıcaklıkları

Şekil 4.3 de deneysel ölçümlerin yapıldığı sırada şehir şebekesindeki elektrik hatlarındaki gerilim dalgalanmaları görülmektedir. Isıtma devresi gidiş (aynı zamanda yoğuşturucu çıkış) sıcaklığının sabitlenmesi için ısı pompası devresine konulan termostat, sistemi devreye sokup çıkarmaktadır. Gerilimdeki bu dalgalanma sistemin tekrar devreye girmesinde bazı problemlere sebep olmuştur.



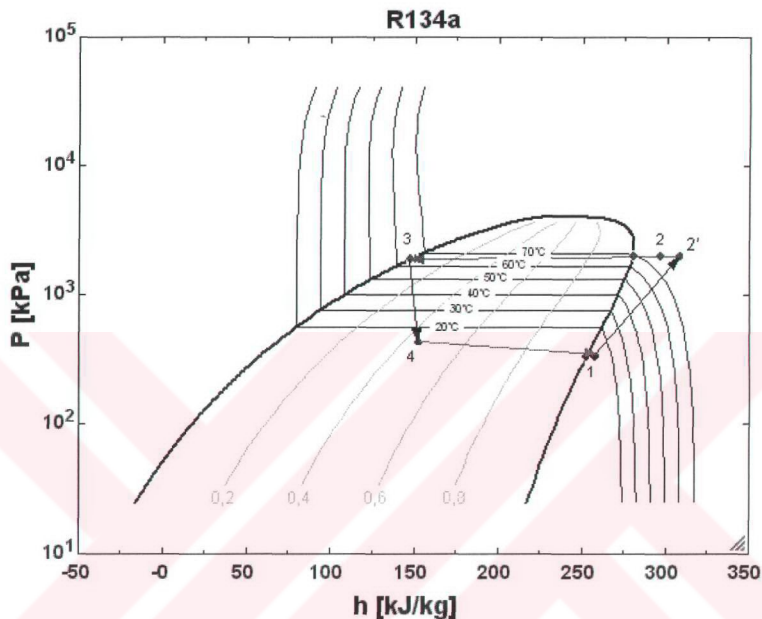
Şekil 4.3. Elektrik şebekesinin gerilim değişimi

Sisteme konulan termostat mekan ısı ihtiyacına göre ısıtma sistemi gidiş sıcaklığını sabitlemektedir. Şekil 4.4 de Hidronik (radyatörlü) ısıtma sistemleri için dış sıcaklığa bağlı kazan çıkış sıcaklığı değerleri verilmiştir. Bu grafikten de görüldüğü gibi 65°C ısı pompası su devresi çıkış sıcaklığı 90/70 e göre dizayn edilmiş sistemde -2°C dış sıcaklıktaki, 70/55 e göre dizayn edilmiş sistemde ise -12°C dış sıcaklık şartlarında mekan ısı ihtiyacını karşılamaktadır. Diğer yandan örneğin dolu tek tuğla duvar ve tek camlı pencereden oluşan bir yüzeyden olan ısı kaybı ile arasında 5 cm kalınlıkta cam yünü bulunan 8,5 cm lik delikli tuğladan yapılmış sandöviç duvar ve ısı yalıtımlı çift camlı pencereden oluşan aynı büyüklükteki bir yüzeyden olan ısı kaybı yaklaşık yarı yarıyadır. Bu sebeple ısı yalıtımı yapılmış bir binada ısı kaybı daha az olduğu için aynı dış sıcaklıktaki ısı pompası su devresi çıkış sıcaklığı yalıtımsız binaya nazaran daha düşük olacaktır. Örneğin -15°C dış sıcaklık için; yalıtımsız binada ısı pompası çıkış sıcaklığı 90°C olması gerekirken, yalıtımlı bina için bu sıcaklık 65°C olmaktadır.



Şekil 4.4 Muhtelif projelendirme sıcaklıklarına göre, dış hava sıcaklığı-kazan suyu çıkış sıcaklığı değişimi

Şekil 4.5'te deney düzeneğimizin P-h diyagramı "Engineering Equation Solver" (EES) programı kullanılarak elde edilmiştir [44].

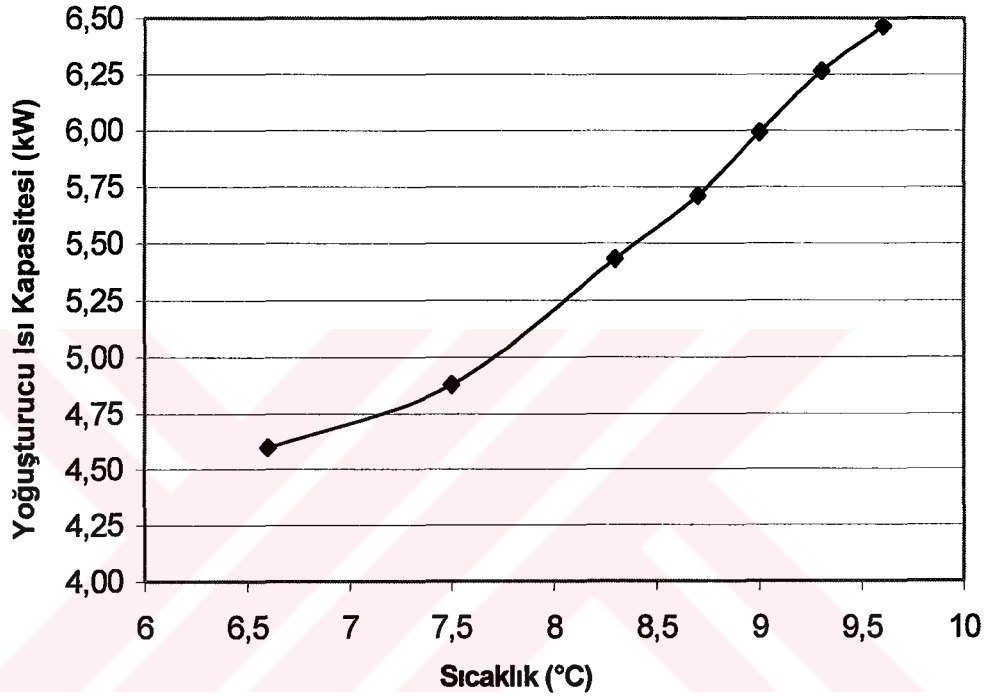


Şekil 4.5 Deney düzeneğinin EES programı ile elde edilen P-h diyagramı

Deneylerde elde edilen veriler kullanılarak, programa bu değerler girilmiş ve sistemin P-h diyagramı elde edilmiştir. İdeal çevrimde soğutucu akışkanın kompresöre doymuş buhar olarak girmesi planlanmasına rağmen soğutucu akışkanın halini hassas bir şekilde kontrol edilemeyeceği için, grafikte 1 noktasından da görüleceği gibi aşırı kızdırma yapılarak soğutucu akışkanın kompresöre tamamen kızgın buhar olarak girmesi tasarlanmıştır. İdeal bir çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir. İzentropik bir sıkıştırma işleminin ele alınması durumunda, kompresör yoğunlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanı 1 noktasından 2 noktasına sıkıştırma işlemini gerçekleştirmesi gerekecekti. Sistemdeki sürtünme ve ısı geçişi neticesi entropi artmış ve kompresör 2 noktasına değil de 2' noktasına sıkıştırma işlemini gerçekleştirmiştir.

Sistemde buharlaştırıcı ile yoğunlaştırıcı basınç düşümleri de göz önüne alınmıştır.

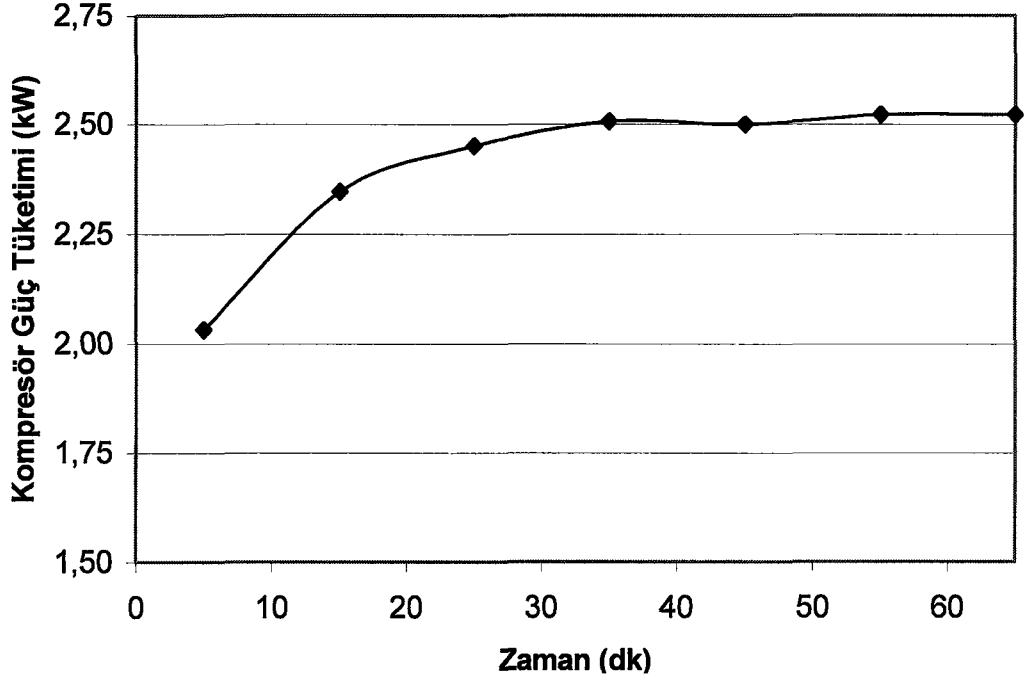
Yoğuşturucu su devresi ısı yükünün, ısıtma tesisatı gidiş ve dönüş suyu sıcaklıkları farkına göre değişimi Şekil 4.6'da verilmiştir. Bu grafikte de görüleceği üzere ısıtma tesisatı dönüş suyu sıcaklığındaki değişim, direk yoğuşturucu ısı yükünü etkilemekte ve soğutucu akışkandan çekilen ısıda değişkenlik göstermektedir. Eğer yoğuşturucu gaz devresi yeterince soğutulmaması durumunda basınç aşırı yükselip, yüksek basınç emniyet durumunu aşarak sistemin on/off durumuna geçmesine neden olacaktır.



Şekil 4.6 Yoğuşturucu su devresi ısı yükünün, ısıtma tesisatı gidiş ve dönüş suyu sıcaklıkları farkına göre değişimi

Şekil 4.7'de kompresörün tükettiği gücün zamana bağlı değişimi verilmiştir. Sistem kararlı rejime ulaşıncaya kadar kompresörün güç tüketiminde bir artış gözlemlendikten sonra kararlı rejimde tüketilen gücün belirli bir değerde sabit kaldığı görülmektedir.

Grafiklerde görülen küçük dalgalanmalar şehir şebeke gerilimindeki düzensizlikten kaynaklanmaktadır. Bu maksatla sisteme bir regülatör eklenmesi ile bu dalgalanma giderilebilir.

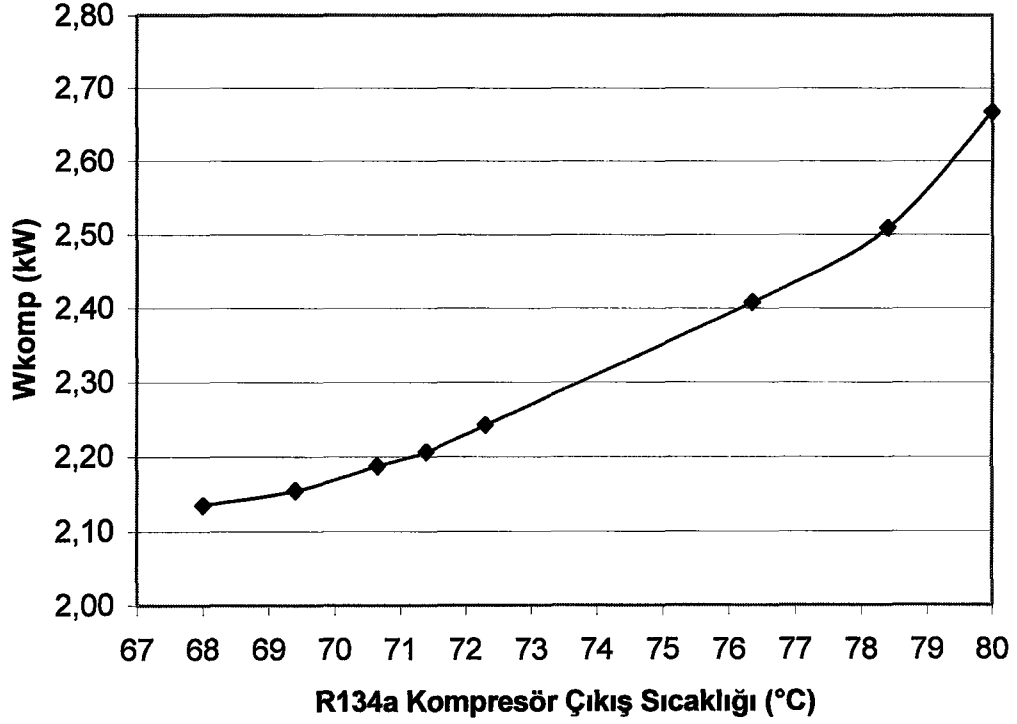


Şekil 4.7 Kompresör tarafından tüketilen enerjinin zamanla değişimi

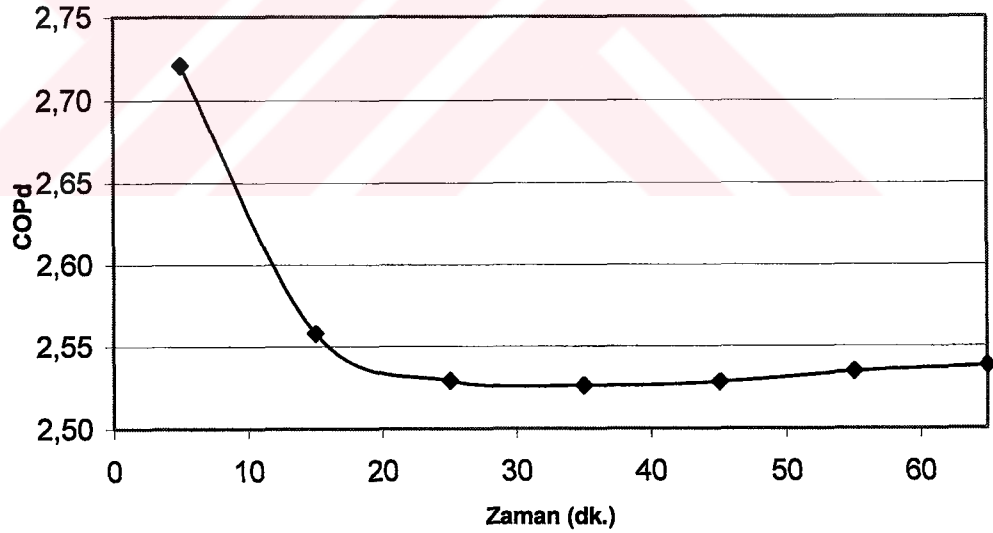
Isıtma devresi dönüş suyu sıcaklığında olacak bir yükselme ile yoğuşturucu gaz devresinden absorbe edeceği ısı azalacak ve gaz devresinin iç enerjisinde bir artışa neden olacaktır. Yoğuşturucu gaz devresinde basınç ve sıcaklığın yükselmesi kompresör basıncının ve sıcaklığının yükselmesi anlamına gelir ki bu da kompresörün tükettiği gücün artması dolayısı ile COP değerinin azalmasına neden olur. Kompresör çıkışı gaz sıcaklığının değişimi Şekil 4.8’de verilmiştir.

Şekil 4.9’da sistemin etkinliğinin zamana göre değişimi verilmiştir. Yapılan deneyler neticesinde sistemin 25 dk. karalı rejime ulaştığı görülmektedir. Mevcut sistemin etkinliği denklem (3.16) göz önüne alınarak, elde edilmiştir. COP değerimiz deneysel olarak 2.55 bulunmuştur.

Buna göre sistemimiz 1 birim elektrik enerjisi tüketirken 2.55 birim ısı enerjisi vermektedir.



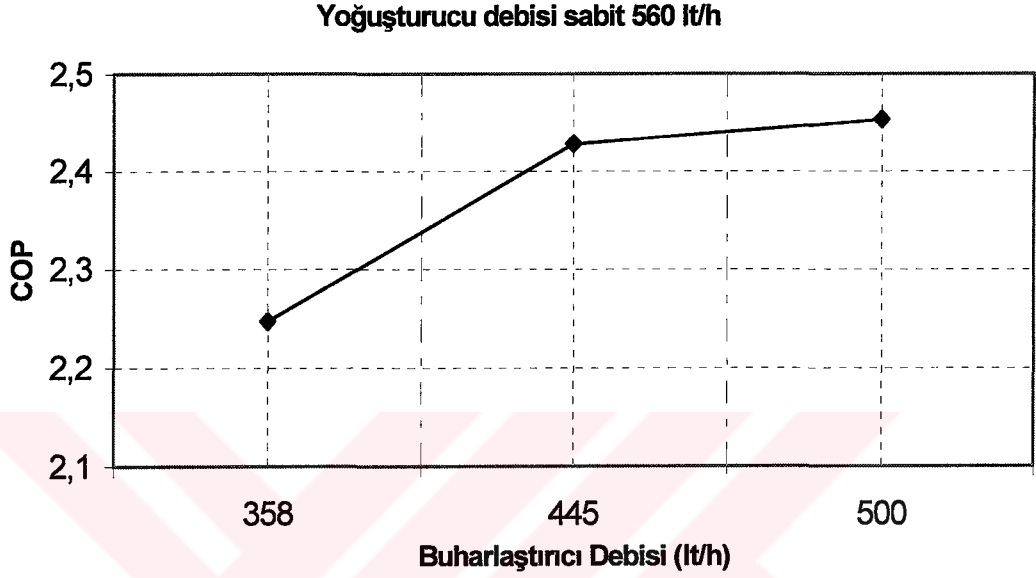
Şekil 4.8 Soğutucu akışkanın kompresör güç tüketimine etkisi



Şekil 4.9 Etkinliğin zamana göre değişimi

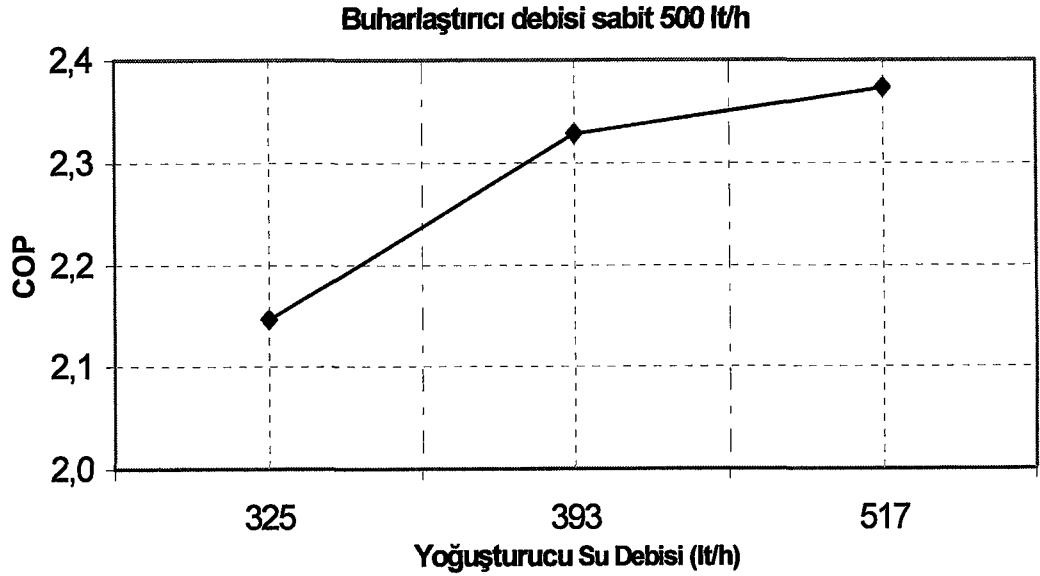
Şekil 4.10'da deneylerde elde edilen sonuçlara göre yoğuşturucu ve buharlaştırıcı debisinin COP'a etkisi verilmiştir. Yoğuşturucu debisi sabit 560 lt/h ve buharlaştırıcı debisi sabit 500 lt/h olarak set edildiğinde ölçümler yapılmış ve COP'un değişimi incelenmiştir. Elde edilen grafik neticesinde, sistemin 70-73°C sıcaklık arasında çalışması tercih edilmelidir.

Sistemde buharlaştırıcı debisinin artırılmasıyla, sabit buharlaştırıcı yükünde T_L sıcaklığının yani ısıl kaynağın sıcaklığındaki artışa neden olmakta bu ise, T_H-T_L farkının azalması anlamına gelmektedir. Etkinliğin formülünü de irdelediğimizde T_H-T_L farkının birbirine yaklaşması ile etkinliğin artmasına sebep olmaktadır. Yapılan deneylerden elde ettiğimiz grafikte de bu açıkça gözükmektedir.



Şekil 4.10 Yoğuşturucu debisi sabit 560 lt/h iken etkinliğin değişimi

Şekil 4.11’de ise buharlaştırıcı debisinin sabit 500 lt/h iken yapılan ölçümlerde elde edilen COP’un değişimi verilmiştir.

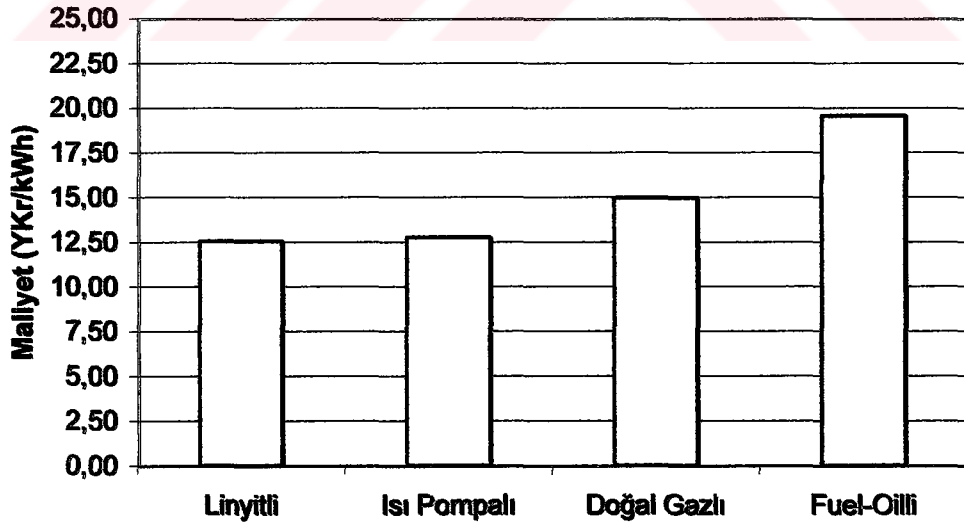


Şekil 4.11 Buharlaştırıcı debisi sabit 500 lt/h iken etkinliğin değişimi

Tank içerisindeki su (jeotermal su) sıcaklığı yaklaşık olarak 30°C 'de bir termostat yardımı ile sabit tutulmuştur. Çünkü Aksaray yerleşke alanı içerisinde bulunabilecek su sıcaklığı bu sıcaklığa yakın bir değerde olması muhtemeldir.

Jeotermal su debisi ve sıcaklığı sabit tutulmaya çalışılmasının nedeni ise herhangi bir değişimde buharlaştırıcı basıncı, dolayısı ile yoğunlaştırıcı basıncı ve sonuçta da ısıtma su devresi sıcaklıkları değişim göstermektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığı sistemin ilk giriş değeridir. Giriş değerlerindeki değişim olduğu zaman sistemin çıkış değerleri anında etkilenmektedir.

Şekil 4.12'de çeşitli sistemlerin verimleri de dikkate alınarak enerji maliyetleri çıkarılmıştır. Elektrik enerjisi birim fiyatları diğer enerji kaynaklarına göre çok pahalı olmasına rağmen; ısı pompası sistemi fuel-oil' göre %35, doğal gazı göre %17 daha ucuz olmasına rağmen kömürlü sisteme göre hemen hemen enerji maliyeti aynıdır. Kömürlü sistemin ısı pompası sistemine göre gözükmeyen masraflarının olması (yakıtın taşınması, atık giderleri, yakıcı giderleri, vb.), ısı pompası sisteminin kömürlü sisteme göre ekonomik yönden daha ucuz olacağı açıktır. Bu hesaplamalar yalnızca yakıt gideri dikkate alınarak yapılmıştır. Tasarımı yapılan sistem, dahili sıcak su hazırlama modu ile sistemin ekonomikliğini arttırılmıştır.



Şekil 4.12 Çeşitli sistemlerin enerji maliyetleri

Elde edilen bulguları özetleyecek olursak;

- R134a ile çalışan ısı pompasının gerçek etkenliği 2.55 bulunmuştur.
- Isı pompamızdan elde edilen ısıtma devresi gidiş suyu sıcaklığı 65°C 'dir.
- Sistemimiz de ilave olarak 2 lt/dk debide 50°C 'de kullanım suyu elde edilmiştir.
- Ekipman seçilirken kapasitelerin uygunluğuna dikkat edilmelidir.
- Isı pompamızdan elde ettiğimiz ısıtma devresi su sıcaklığı mevcut hidronik sistemlere entegrasyonu uygundur.
- Çalışmanın daha etkin olabilmesi için enerji ve ekserji analizlerinin yapılması gerekir.

Isı pompalarının birincil enerji kaynaklarının kullanımında tasarruf sağlayacağı belirgin olmasına rağmen, bu sistemlerin kullanıcıya cazip hale gelmesi ısı enerjisinin eldesinde maliyetinin düşük olmasını gerektirmektedir. Bu da ilk yatırım maliyetinin mümkün mertebe düşük, sistem etkinliğinin mümkün mertebe yüksek olmasını gerektirmektedir. Jeotermal enerji kaynağından yararlanılabilen ısı pompası sistemleri, birincil enerjiye dayalı daha yüksek verim elde edilebilmesi ve enerji depolanabilmesi imkanı nedeni ile cazip olmaktadır.

Tasarımı yapılan ısı pompasının etkinliği 2.55 olarak bulunmuştur. Şekil 4.1' de görüldüğü gibi yoğunlaştırıcı çıkış sıcaklığı düştükçe (bu sıcaklık aynı zamanda mahal gidiş sıcaklığıdır) ısı pompasının etkinlik katsayısı artmaktadır.

Dış ortam sıcaklığının düşük değerlerinde ısıtma sistemi gidiş ve dönüş sıcaklıkları düşmesi beklendiğinden ısı pompası çevriminin etkinliği de değerini artıracaktır. Düşük sıcaklıkta ısıtmanın bina ısı kaybı ve ısı pompası performansını olumlu yönde etkilemesine karşın mevcut sistemde ısı transfer alanının artırılmasını gerektirir. Bu ise mevcut yapıda tadilat gerektirir. Bu çalışmada amaçlanan mevcut radyatörlü sistemlerde fazla bir tadilat yapılmadan ısı pompası sistemine dönüşümünü sağlamaktır.

Tasarımda ideal çerime yaklaşmak için buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcıda ortalama gaz ve su sıcaklıkları arasındaki fark mümkün olduğunca düşük tutulmaya çalışılmıştır.

Jeotermal su korozif olduğu için ısı pompasının buharlaştırıcısına direkt olarak bağlanmamalıdır. Çünkü buharlaştırıcıdaki bakır boruları korozyona uğratar.

Bu maksatla levhalı tip ısı değiştiricisi kullanılarak sistem jeotermal sudan izole edilmelidir.

Ülkemizde mevcut jeotermal sahalardan elektrik üretimi TEDAŞ tarafından, ısıtma uygulamaları Belediyeler, Özel İdareler ve özel kuruluşlar tarafından yapılmaktadır. Sahaların keşfi ve geliştirilmesi amacıyla yatırımlar ve riskler bu kuruluşlar tarafından karşılanmaktadır. Jeotermal sahalarda arama faaliyetleri altyapı niteliğindedir. Bu nedenle, sahalanın potansiyellerinin belirlenmesi ve yeni sahalanın keşfine olanak sağlamak üzere MTA'ya, Üniversitelere ve diğer araştırmacı kuruluşlara genel bütçeden kaynak aktarılmalıdır.

Bu amaca yönelik olarak jeotermal enerji yatırımlarının (ağırlıklı bir şekilde ısıtmacılık gibi) fon kredilerinden, ucuz özellikli kredilerden yararlandırılması büyük önem taşımaktadır.

Araştırma ve kullanımla ilgili yasal düzenlemeler gerçekleştirilmelidir. Bu kapsamda olmak üzere, arama ve işletmeyi koordine edecek bir jeotermal enerji kurumunun kurulması yararlı olacaktır.

Yapılan bu çalışma kapsamında araştırılan ve incelenen parametreler sistemin termodinamik analizi için daha sonraki çalışmalarda (doktora vb.) ele alınacaktır. Bu çalışma konu ile ilgili yapılacak olan gelecek araştırmalara alt yapı niteliğindedir.

KAYNAKLAR

- [1] TÜSİAD, Enerji Raporu, Türkiye Açısından Yeni ve Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Yeri, (1999).
- [2] TÜBİTAK BTP, 21. Yüzyılın Enerji Teknolojileri, Bilim ve Teknoloji Strateji ve Politika Çalışmaları 99/01, (1999).
- [3] Ülkü S., Isı Pompaları, III. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi Bildiriler Kitabı, (1997), 573-584.
- [4] Rafferty K. D., Design Issues In The Commercial Application Of Gshp Systems In The US, GHC Bulletin, 04/00, (2000).
- [5] Niess R. C., Utilization Of Geothermal Energy With An Emphasis On Heat Pumps. G.R.C. Trans.,5, (1979).
- [6] Niess R. C., High Temperature Heat Pumps Can Accelerate The Use Of Geothermal Energy. Ashrae Trans., 7, (1980).
- [7] Kunze J. F., Forsgren K. F., The Economics Of Heat Pumps As A Device To Assit İn Geothermal District Space Heating G.R.C. Trans.,2, (1978).
- [8] Jaud P., "Geothermal Heating Systems Using Heat Pumps." Geothermics,14, (1985).
- [9] Kara Y., A., Düşük sıcaklıktaki Jeotermal Kaynakların Isı Pompası Yardımıyla Bina Isıtmada Kullanımı, Doktora Tez Çalışması, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, (1999).
- [10] Dvorov I. M., ve Ledentsova N. A., Utilization Of Geothermal Water For Domestic Heating And Hot Water Supply. G.R.C. Trans., (1994).
- [11] Küçükçalı, R., Isı pompalarının ısıtmada kullanımının olabirliği, Termodinamik, 119, (2002), 52-61.
- [12] Büyükcalaca, O., Ekinci, F., Yılmaz, T., Experimental Investigation of Seyhan River and Dam Lake as Heat Source-Sink for a Heat Pump, Energy, 28, (2003), 157-169.

- [13] Hepbaşı A., Hancıoğlu E., Günerhan H., Güngör A., Özbalta N., Toprak ve Güneş Kaynaklı Isı Pompalı Hibrit Bir Sistemle Hacim Isıtılması / Soğutulmasının Araştırılması, E.Ü. Bilimsel Araştırma Projeleri 11/02 (2002).
- [14] Berntsson T., Heat Sources - Technology, Economy And Enviroment, International Journal of Refrigeration, 25, (2002), 428-438.
- [15] Bjelm L., Large Heat Pump Plants For District Heating Utulizatrion Geothermal Energy, G.R.C. Trans, 7, (1983).
- [16] Halozan H., Inverter-driven heat pumps for hydronic systems. G.R.C. Trans., 6, (1988), 1269-1282.
- [17] Sullivan W., Martinez G., Geothermal heat pumps. G.R.C. Trans., 4, (1994), 45-48.
- [18] Mathen D. V., Performance monitoring of selected ground water heat pump installations in North Dakota. ASHRAE Trans., 6, (1984), 290 –303.
- [19] Rinehart J. S., Gysers and Geothermal Energy, Newyork, (1980).
- [20] Yıldırım N., District Heating System of Iztech Campus and Its Integration ToThe Existing System, Yüksek Lisans Tezi, İYTE, (2003).
- [21] Lund N., Freestone H., Geothermal direct heat utilization assistance. G.R.C. Trans., 12, (1993), 295-299.
- [22] Küçükçalı R., Isısan-Buderus Kalorifer Tesisatı Kitabı, No:153, Nisan (1997), 193.
- [23] Mertoğlu O., Dokuz İ., Canlan A., Bakır N., Alternatif Enerji Kaynakları ve Düşük Sıcaklıklı Jeotermal Bölgesel Isıtma, IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi Bildiriler Kitabı, (1999), 915-930.
- [24] Rafferty K.D., Large tonnage groundwater heat pumps-experiences with two systems. ASHRAE Trans., 9, (1992), 581-592
- [25] Altuntop N., Hava Kaynaklı Isı Pompaları, Erciyes Üniversitesi Yüksek Lisans Tez Çalışması, Fen Bilimleri Enstitüsü (1987).
- [26] Çengel Y., Boles M., Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Mc Graw Hill, (1996).
- [27] ETKB/APKK/PFD Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, (2003).

- [28] T.M.M.O.B. Elektrik Mühendisleri Odası 38.Olağan Genel Kurulu Enerji Raporu, (1999).
- [29] Madencilik Özel İhtisas Komisyonu Enerji Hammaddeleri Alt Komisyonu Jeotermal Enerji Çalışma Grubu Raporu (1996).
- [30] Eltez M., Jeotermal Enerji Raporu, TUBİTAK, TTGV, (1997), 8-27.
- [31] Kalkış İ.B., Eltez M., Complete Geothermal Energy Cycle with Heat Pumps and Hybrical Hvac System for the City of Denizli, Türkiye, Asme, (1995) 86-88.
- [32] Eşder T., Düşük ve Orta Sıcaklıklı Jeotermal Kaynaklardan Elektrik Üretimi, MTA Ege Bölge Müdürlüğü İzmir, (1995), 28-30.
- [33] Valdimarsson P., Modelling of geothermal district heating systems. University of Iceland, Ph. D. Tezi , İzlanda, (1993), 315.
- [34] Ozgan E., Karbogaz A.Ş. Çevresel Etki Değerlendirmesi Ön Araştırma Raporu, Nisan Madencilik İnş. Müh. Tic. Ltd. Şti., (2000)
- [35] Aksaray Meteoroloji İl Müdürlüğü Verileri., (2004).
- [36] Escanes F., Segarra C.D.P., and Oliva A., Numerical simulation of capillary-tube expansion devices. Int. J. Refrig., 18, (1995) 113-122.
- [37] Parreira E.P., and Parise J.A.R., Performance analysis of capacity control devices for heat pump reciprocating compressors, Heat Recovery Systems & CHP 13, (1993), 451-461.
- [38] Smith L. D., Influence of the Expansion Device on the Performnace of a Residential Air Conditioning Unit, University of Illinois at Urbana-Champaign, Masters Thesis, (1978).
- [39] Hiller C. C., and Glicksman L. R., Improving Heat Pump Performance via Compressor Capacity Control -Analysis and Test, VOWS. I and II, MIT Energy Laboratory Report No. MIT-EL 76-001, (1976).
- [40] Fischer S.K. and Rice C.K., The Oak Ridge heat pump models: I. steady- state computer design model for air-to-air heat pumps. Oak-Ridge National Laboratory, Tecnical Report, U.S.A., ORNL/CON-80/R1, (1983), 1-180.

- [41] Cornelissen RL. Thermodynamics and sustainable development: The use of exergy analysis and the reduction of irreversibility. PhD thesis, University of Twente, The Netherlands, (1997).
- [42] Kotas T., The exergy method of thermal plant analysis. Tiptree, Essex: Anchor Brendon Ltd. (1985).
- [43] EEO, Energy Efficiency Office, Economic Use of Electricity in Buildings, Fuel Efficiency Booklet 9, England, (1993).
- [44] Hepbasli A., Akdemir O., Energy and Exergy Analysis of a Ground Source (Geothermal) Heat Pump System, Energy Conversion and Management, 45, (2004), 737-753.
- [45] Solvay, S.A., Solkane Soğutucu Akışkan Programı, (1996).



EKLER
DENEYLERDE ELDE EDİLEN DEĞERLER



Deney No:	1-A										Deney Tarihi :28/12/2004									
	m ₁ (Buh. Debi) (lt/h)	m ₂ (Yoğ. Debi) (lt/h)	P1 (Buh. Devresi) (bar)	P2 (Yoğ. Devresi) (bar)	T1 (Yoğ. Çık. Su)	T2 (Yoğ. Gir. Su)	T3* (Komp.Emiş R134a veya Buh. Çıkış.)	T4* (Komp.Çıkış R134a veya Yoğ. Giriş.)	T5* (Dnyc R134a veya Yoğ. Çıkış)	T6 (Buh. Giriş Su)	T7 (Buh. Çıkış Su)	V (volt)	A (amper)	cos φ	Qgiren (kJ/s)	Qyoğ (kJ/s)	Wkomp (kJ/s)			
Adım	500	600	2,41	8,28	28	21,4	10,2	39,1	29,2	29,3	22,4	203	11	0,91	4,01	4,60	2,23			
	500	580	2,76	15,17	51,4	41,8	11,2	61,9	52,3	31,1	23,4	204	12,8	0,91	4,47	6,47	2,61			
	500	580	2,76	15,86	55,4	46,4	11,6	63,7	56,7	30,2	23,5	199	13,2	0,92	3,89	6,06	2,63			
	500	580	2,76	16,55	59,1	50,8	12,6	67,5	60,7	30,4	24,4	203	13,5	0,93	3,48	5,59	2,74			
	500	560	3,10	16,55	62,4	53,7	13,8	70,6	63,9	30,9	24,8	198	13,7	0,93	3,54	5,66	2,71			
	500	560	2,76	16,90	60	50,7	14	69,5	61,1	31,1	24,8	198	13,4	0,95	3,66	6,05	2,65			
	500	580	2,76	16,55	58,6	49,3	13,7	67,7	59,4	31,2	24,7	199	13,1	0,95	3,77	6,26	2,61			
	500	560	2,76	16,21	58	48,6	13,6	66,7	58,7	31,1	25	205	12,9	0,92	3,54	6,11	2,64			
	500	580	2,76	15,52	56,8	47,8	13,4	65,3	57,4	31,3	25	204	12,7	0,9	3,66	6,06	2,59			
	500	580	2,76	15,17	56,4	47,5	13,5	65,1	56,9	31,6	25	204	12,6	0,92	3,83	5,99	2,57			
	500	580	2,41	15,17	56,7	47,7	13,7	65,2	57,3	31,7	25,2	200	12,6	0,91	3,77	6,06	2,52			
	500	560	2,41	15,17	56,7	49,2	13,9	65,6	58,5	32	25,6	200	12,6	0,92	3,72	4,88	2,52			

Deney No:	1-B										Deney Tarihi :28/12/2004									
	m ₁ (Buh. Debi) (lt/h)	m ₂ (Yoğ. Debi) (lt/h)	P1 (Buh. Devresi) (bar)	P2 (Yoğ. Devresi) (bar)	T1 (Yoğ. Çık. Su)	T2 (Yoğ. Gir. Su)	T3* (Komp.Emiş R134a veya Buh. Çıkış.)	T4* (Komp.Çıkış R134a veya Yoğ. Giriş.)	T5* (Dnyc R134a veya Yoğ. Çıkış)	T6 (Buh. Giriş Su)	T7 (Buh. Çıkış Su)	V (volt)	A (amper)	cos φ	Qgiren (kJ/s)	Qyoğ (kJ/s)	Wkomp (kJ/s)			
Adım	460	580	2,41	15,17	58,1	49,3	13,7	65,8	58,6	31,7	25	190	12,6	0,94	3,58	5,93	2,39			
	460	560	2,41	15,17	58,3	49,7	13,6	65,7	58,7	31,8	25	199	12,3	0,91	3,63	5,59	2,45			
	460	560	2,41	15,17	58,3	49,9	13,7	65,7	58,7	31,8	25	198	12,3	0,91	3,63	5,46	2,44			
	440	560	2,76	15,17	58,7	50,3	13,6	66,2	59,1	32	25,2	195	12,3	0,94	3,47	5,46	2,40			
	440	540	2,76	15,52	59	50,4	13,6	67,1	59,3	32	25,2	191	12,4	0,95	3,47	5,39	2,37			
	440	540	2,76	15,52	59	50,7	13,3	67,6	59,4	32,1	25,2	188	12,3	0,96	3,53	5,20	2,31			
	440	560	2,76	15,17	59	50,7	13,3	67,9	59,3	32,1	25,2	186	12,3	0,95	3,53	5,40	2,29			
	440	540	2,76	15,17	59,1	50,7	12,9	68	59,2	31,8	25,2	196	12	0,92	3,37	5,27	2,35			
	450	560	2,41	15,17	59	50,7	13	68	59,2	31,7	25,2	195	11,9	0,92	3,40	5,40	2,32			
	440	540	2,41	15,17	59	50,8	12,8	68,1	59,2	31,6	25,1	188	12	0,94	3,32	5,14	2,26			
	440	540	2,41	15,17	59,1	50,8	12,7	68,1	59,1	31,4	25	194	11,9	0,94	3,27	5,20	2,31			
	440	560	2,41	15,17	59	50,7	12,7	68,1	59,1	31,6	25,2	193	12	0,94	3,27	5,40	2,32			
	440	560	2,41	15,17	59,1	50,8	12,7	68,1	59,1	31,4	25,1	189	12	0,95	3,22	5,40	2,27			

Deney No:	1-C		Deney Tarihi :28/12/2004														
	m_1 (Buh. Debi) (lt/h)	m_2 (Yoğ. Debi) (lt/h)	P1 (Buh Devresi) (bar)	P2 (Yoğ. Devresi) (bar)	T1 (Yoğ.Çık. Su)	T2 (Yoğ.Gir. Su)	T3* (Komp.Emiş R134a veya Buh. Çıkış.)	T4* (Komp.Çıkış R134a veya Yoğ. Giriş.)	T5* (Dryer R134a veya Yoğ. Çıkış)	T6 (Buh. Giriş Su)	T7 (Buh. Çıkış Su)	V (volt)	A (amper)	cos ϕ	Qgiren (kJ/s)	Qyoğ (kJ/s)	Wkomp (kJ/s)
Adım																	
13:30	350	550	2,41	15,17	59,2	51,6	11,8	68,2	59,2	31,8	24	193	11,5	0,93	3,17	4,85	2,22
13:35	350	550	2,41	15,17	59,3	51,7	11,7	68,2	59,2	32,1	24,3	196	11,6	0,92	3,17	4,85	2,27
13:40	370	560	2,41	15,17	59,7	52,3	12	68,8	59,7	32	24,5	198	11,7	0,93	3,22	4,81	2,32
13:45	360	570	2,41	15,51	60,1	52,4	12	68,9	60	32,1	24,5	195	11,8	0,92	3,18	5,10	2,30
13:50	360	560	2,41	15,51	60,6	52,9	12,4	69,4	60,4	32,6	24,8	198	11,7	0,93	3,26	5,01	2,32
13:55	360	560	2,41	15,51	60,7	53,1	12,4	69,6	60,8	32,7	25,1	196	11,9	0,92	3,18	4,94	2,33
14:00	360	580	2,41	15,51	61,3	53,8	12,9	70,1	61,5	32,8	25,2	201	11,8	0,91	3,18	5,05	2,37
14:05	370	580	2,41	15,51	61,8	54,3	13,2	70,4	61,8	32,5	25,1	202	11,9	0,91	3,18	5,05	2,40
14:10	360	560	2,41	15,86	62	54,4	13,1	70,5	62	32,8	25,4	197	11,9	0,94	3,09	4,94	2,34
14:15	360	560	2,41	15,86	62,1	54,6	13,2	70,7	62,3	33	25,5	199	11,9	0,91	3,14	4,88	2,37
14:20	360	560	2,41	15,86	62,4	55	13,6	71	62,5	33,5	25,7	199	12	0,94	3,26	4,81	2,39
14:25	360	560	2,76	16,20	62,8	55,1	13,7	71,4	62,9	33,5	25,8	194	12,1	0,94	3,22	5,01	2,35
14:30	340	540	2,76	16,20	62,7	55,1	13,5	71,4	62,9	33,6	25,7	193	12,1	0,94	3,12	4,77	2,34

Deney No:	1-D		Deney Tarihi :28/12/2004														
	m_1 (Buh. Debi) (lt/h)	m_2 (Yoğ. Debi) (lt/h)	P1 (Buh Devresi) (bar)	P2 (Yoğ. Devresi) (bar)	T1 (Yoğ.Çık. Su)	T2 (Yoğ.Gir. Su)	T3* (Komp.Emiş R134a veya Buh. Çıkış.)	T4* (Komp.Çıkış R134a veya Yoğ. Giriş.)	T5* (Dryer R134a veya Yoğ. Çıkış)	T6 (Buh. Giriş Su)	T7 (Buh. Çıkış Su)	V (volt)	A (amper)	cos ϕ	Qgiren (kJ/s)	Qyoğ (kJ/s)	Wkomp (kJ/s)
Adım																	
14:35	350	480	2,41	16,55	63,3	54,3	13,6	72	63,7	33,3	25,8	194	12,2	0,94	3,05	5,02	2,37
14:40	350	480	2,41	16,55	63,6	54,6	13,8	72	63,9	33,5	25,9	192	12,3	0,93	3,09	5,02	2,36
14:45	350	480	2,41	16,55	63,7	54,9	14	72,2	64,1	33,6	25,8	194	12,3	0,95	3,17	4,90	2,39
14:50	350	460	2,41	16,55	63,9	54,9	14	72,2	64,2	33,4	25,8	192	12,4	0,93	3,09	4,81	2,38
14:55	360	460	2,41	16,55	63,7	54,8	13,9	72,2	64,1	33,3	25,8	193	12,3	0,93	3,14	4,75	2,37
15:00	360	480	2,41	16,89	64	55,2	14,2	72,3	64,4	33,7	26	192	12,5	0,94	3,22	4,90	2,40
15:05	360	480	2,41	17,24	64,2	55,3	14,4	72,3	64,7	33,7	26,2	200	12,3	0,91	3,14	4,96	2,46
15:10	370	480	2,76	17,24	64,6	55,7	14,7	72,4	65	33,9	26,2	192	12,6	0,96	3,31	4,96	2,42
15:15	360	480	2,76	17,24	64,8	55,7	14,8	72,7	65,2	33,9	26,2	188	12,8	0,95	3,22	5,07	2,41
15:20	360	480	2,76	17,24	64,8	55,8	14,7	72,8	65,3	34,4	26,7	191	12,6	0,95	3,22	5,02	2,41
15:25	370	480	2,76	17,24	65	56,2	15,3	72,8	65,5	34,5	27	200	12,4	0,94	3,22	4,90	2,48
15:30	360	480	2,76	17,24	65,3	56,4	15,6	71,7	65,8	34,6	27,1	196	12,7	0,92	3,14	4,96	2,49
15:35	360	480	2,76	17,24	65,5	56,6	16	72	66,3	34,9	27,3	199	12,7	0,93	3,18	4,96	2,53

Deney No:	1-E										Deney Tarihi :29/12/2004									
	m_1 (Buh. Debi) (lt/h)	m_2 (Yoğ. Debi) (lt/h)	P1 (Buh. Devresi) (bar)	P2 (Yoğ. Devresi) (bar)	T1 (Yoğ. Çık. Su)	T2 (Yoğ. Gir. Su)	T3* (Komp.Emiş R134a veya Buh. Çıkış.)	T4* (Komp.Çıkış R134a veya Yoğ. Giriş.)	T5* (Dryer R134a veya Yoğ. Çıkış)	T6 (Buh. Giriş Su)	T7 (Buh. Çıkış Su)	V (volt)	A (amper)	cos ϕ	Qgiren (kJ/s)	Qyoğ (kJ/s)	Wkomp (kJ/s)			
Adım																				
12:55	380	350	2,07	8,62	31,7	15,4	5,7	46,1	31,1	32,5	20,5	205	11,1	0,89	5,29	6,62	2,28			
13:00	380	350	2,41	11,03	37,2	21,8	5,4	49	40,4	32,8	21,9	213	11,7	0,9	4,81	6,26	2,49			
13:05	380	350	2,76	15,51	50,5	35,7	8,7	61,1	49,3	33	21,8	206	12,2	0,92	4,94	6,01	2,51			
13:10	380	350	2,76	15,86	52,2	37,5	9,6	64,1	53,8	32,7	23,4	199	12,5	0,93	4,10	5,97	2,49			
13:15	360	330	3,10	18,96	60,2	45,5	11,5	69,7	59,2	33,3	24	196	13,1	0,92	3,99	5,63	2,57			
13:20	360	340	3,45	19,31	61,3	47	13,7	71,9	63	33,8	25,2	196	13,3	0,96	3,59	5,65	2,61			
13:25	360	340	3,45	19,65	62,7	47,8	13,9	74,1	64,4	34,4	25,5	186	13,9	0,96	3,72	5,88	2,59			
13:30	350	340	3,45	19,99	63,9	48,3	14,2	75,1	65,2	34,6	26	187	13,8	0,97	3,49	6,16	2,58			
13:35	320	280	3,45	20,34	65,3	49,4	14,5	76	66,2	35	26,8	196	13,5	0,94	3,05	5,17	2,65			
13:40	340	300	3,45	20,34	65,8	50,1	15,1	76,5	67	35,6	26,9	186	14	0,97	3,43	5,47	2,60			
13:45	360	300	3,45	20,34	66,1	51,1	15,6	77,2	67,4	35,5	27,2	188	14	0,96	3,47	5,23	2,63			
13:50	350	300	3,45	20,34	66,8	51,7	15,9	77,8	68	35,9	27,7	194	13,7	0,94	3,33	5,26	2,66			
13:55	340	300	2,76	17,24	67,6	52	16,4	78,4	68,8	36	27,7	190	13,9	0,95	3,28	5,43	2,64			

Deney No:	1-F										Deney Tarihi :29/12/2004									
	m_1 (Buh. Debi) (lt/h)	m_2 (Yoğ. Debi) (lt/h)	P1 (Buh. Devresi) (bar)	P2 (Yoğ. Devresi) (bar)	T1 (Yoğ. Çık. Su)	T2 (Yoğ. Gir. Su)	T3* (Komp.Emiş R134a veya Buh. Çıkış.)	T4* (Komp.Çıkış R134a veya Yoğ. Giriş.)	T5* (Dryer R134a veya Yoğ. Çıkış)	T6 (Buh. Giriş Su)	T7 (Buh. Çıkış Su)	V (volt)	A (amper)	cos ϕ	Qgiren (kJ/s)	Qyoğ (kJ/s)	Wkomp (kJ/s)			
Adım																				
14:35	440	470	3,10	15,86	55,3	44,7	12,8	68	56,4	33,7	25,6	191	13,1	0,96	4,14	5,78	2,50			
14:40	440	480	3,10	18,62	60,7	50,7	13,7	72	61,7	34	26,5	195	13,5	0,95	3,83	5,57	2,63			
14:45	440	490	3,45	19,31	64,8	54,8	15,9	74,7	66,1	34,3	27,6	196	14,2	0,94	3,42	5,69	2,78			
14:50	440	490	3,45	20,68	67	57	17	77	67,8	34,8	28,3	203	14,2	0,93	3,32	5,69	2,88			
14:55	440	490	3,45	19,99	66	55,3	17,2	77,1	66,7	35,2	28,4	196	14,3	0,94	3,47	6,09	2,80			
15:00	440	480	3,45	19,31	65,8	54,9	17,5	76,7	66,5	35,2	28,3	187	14,7	0,96	3,53	6,07	2,75			
15:05	440	480	3,45	19,31	65,6	55	17,7	75,8	66,3	35,3	28,6	191	14,2	0,95	3,42	5,91	2,71			
15:10	450	480	3,45	19,31	65,6	55	17,9	75,3	66,3	35,6	28,8	197	13,9	0,93	3,55	5,91	2,74			
15:15	460	480	3,45	19,65	65,6	55	18,1	75,7	66,3	35,9	28,9	186	14	0,96	3,74	5,91	2,60			
15:20	440	480	3,45	18,96	65,6	54,9	17,4	76,7	66	35,7	28,6	192	13,5	0,94	3,63	5,96	2,59			
15:25	420	440	3,10	18,96	65,4	54,6	17,2	76,7	65,9	35,6	28,6	182	13,8	0,96	3,41	5,52	2,51			
15:30	420	460	3,10	18,96	65,5	54,6	17,1	76,8	66	35,7	28,7	178	14	0,97	3,41	5,82	2,49			

Deney No:	1-G		Deney Tarihi :01/01/2005															
	m ₁ (Buh. Debi) (lt/h)	m ₂ (Yoğ. Debi) (lt/h)	P1 (Buh. Devresi) (bar)	P2 (Yoğ. Devresi) (bar)	T1 (Yoğ. Çık. Su)	T2 (Yoğ. Gir. Su)	T3* (Komp.Emiş R134a veya Buh. Çıkış.)	T4* (Komp.Çıkış R134a veya Yoğ. Giriş.)	T5* (Drier R134a veya Yoğ. Çıkış)	T6 (Buh. Giriş Su)	T7 (Buh. Çıkış Su)	V (volt)	A (amper)	cos φ	Qgiren (kJ/s)	Qyoğ (kJ/s)	Wkomp (kJ/s)	
Adım																		
16:45	500	420	3,45	8,62	17,9	16,4	12,8	42	26,3	28	19,9	183	11,1	0,95	4,70	0,73	2,03	
16:50	500	400	2,76	11,72	36,1	23,3	5,2	51,7	38,5	27,8	20,2	185	11,3	0,96	4,41	5,94	2,09	
16:55	500	400	2,76	14,48	47,4	35,2	7,2	58,7	48,3	28,2	21,2	183	12,2	0,93	4,06	5,67	2,23	
17:00	500	400	3,10	16,20	55,5	44,4	9,3	65,4	56,1	28,6	22,4	186	12,7	0,95	3,60	5,16	2,36	
17:05	500	400	3,10	18,96	60,8	49,7	11,1	70,6	61,8	29	23,4	183	13,1	0,97	3,25	5,16	2,40	
17:10	500	400	3,10	19,65	62,4	50,1	12,9	73,2	63,4	29,5	23,8	183	13,6	0,98	3,31	5,71	2,49	
17:15	500	400	3,10	19,65	63,1	50,5	13	73,7	63,9	29,9	24,3	181	13,6	0,97	3,25	5,85	2,46	
17:20	500	400	3,10	18,96	63	50,9	13,3	73,2	64	30	24,6	175	13,8	0,98	3,14	5,62	2,42	
17:25	500	400	3,10	18,96	63	50,8	13,2	73,3	63,9	30,1	24,5	177	13,6	0,97	3,25	5,67	2,41	
17:30	500	400	3,10	19,31	63,6	51,2	13,8	73,9	64,4	30,4	24,7	175	13,8	0,98	3,31	5,76	2,42	
17:35	500	380	3,10	19,31	63,7	51,2	13,7	74	64,5	30,7	24,7	177	13,6	0,97	3,48	5,52	2,41	
17:40	500	360	3,10	19,31	63,7	51,4	13,7	74,2	64,7	30,7	24,8	178	13,5	0,98	3,43	5,14	2,40	
17:45	500	400	3,10	19,65	63,8	51,4	13,9	74,3	64,7	30,8	24,9	175	13,6	0,97	3,43	5,76	2,38	

Deney No:	1-H		Deney Tarihi :02/01/2005															
	m ₁ (Buh. Debi) (lt/h)	m ₂ (Yoğ. Debi) (lt/h)	P1 (Buh. Devresi) (bar)	P2 (Yoğ. Devresi) (bar)	T1 (Yoğ. Çık. Su)	T2 (Yoğ. Gir. Su)	T3* (Komp.Emiş R134a veya Buh. Çıkış.)	T4* (Komp.Çıkış R134a veya Yoğ. Giriş.)	T5* (Drier R134a veya Yoğ. Çıkış)	T6 (Buh. Giriş Su)	T7 (Buh. Çıkış Su)	V (volt)	A (amper)	cos φ	Qgiren (kJ/s)	Qyoğ (kJ/s)	Wkomp (kJ/s)	
Adım																		
11:20	460	420	3,10	19,99	67	56,7	14,7	76,5	67,9	33	27,2	200	13,4	0,94	3,10	5,02	2,68	
11:25	460	400	3,10	18,96	62,6	50,2	14,7	73,8	63,5	33,2	26,5	197	13	0,93	3,58	5,76	2,56	
11:30	460	400	3,10	18,96	63	51	14,8	74,1	63,8	33,2	26,5	196	13	0,95	3,58	5,57	2,55	
11:35	450	400	3,10	18,96	63,7	52	15,2	74,7	64,7	33,6	27,2	198	13	0,93	3,34	5,43	2,57	
11:40	460	400	3,45	19,65	65,5	53,9	16	76,4	66,3	34,2	28,1	202	13	0,9	3,26	5,39	2,63	
11:45	460	400	3,45	19,65	66	54,6	16,6	76,9	67	34,4	28	197	13,2	0,93	3,42	5,29	2,60	
11:50	460	400	3,45	19,31	65,3	53,1	16,9	76,4	66,1	34,7	28	196	13	0,94	3,58	5,67	2,55	
11:55	460	400	3,45	19,31	65,3	52,9	16,8	76,5	66	34,8	28,3	199	12,9	0,92	3,47	5,76	2,57	
12:00	460	400	3,45	18,96	65,1	53,1	16,9	76,4	65,8	35	28,2	195	13	0,93	3,63	5,57	2,54	
12:05	450	400	3,45	18,96	65,1	53,2	16,9	76,5	65,9	35,1	28,3	196	13	0,94	3,55	5,53	2,55	
12:10	460	400	3,45	18,96	65,2	53,2	17	76,4	65,9	35,1	28,2	197	12,8	0,96	3,69	5,57	2,52	
12:15	460	380	3,45	19,31	65,1	53,3	16,9	76,6	66	35,2	28,3	195	12,9	0,95	3,69	5,21	2,52	
12:20	460	400	3,45	18,96	65,2	53,1	16,8	76,5	65,8	35,1	28,3	198	12,9	0,94	3,63	5,62	2,55	

Deney No:	1-1		Deney Tarihi :02/01/2005														
	m_1 (Buh. Debi) (lt/h)	m_2 (Yoğ. Debi) (lt/h)	P1 (Buh. Devresi) (bar)	P2 (Yoğ. Devresi) (bar)	T1 (Yoğ. Çık. Su)	T2 (Yoğ. Gir. Su)	T3* (Komp. Emiş R134a veya Buh. Çıkış.)	T4* (Komp. Çıkış R134a veya Yoğ. Giriş.)	T5* (Dryer R134a veya Yoğ. Çıkış.)	T6 (Buh. Giriş Su)	T7 (Buh. Çıkış Su)	V (volt)	A (amper)	cos ϕ	Qgiren (kJ/s)	Qyoğ (kJ/s)	Wkomp (kJ/s)
Adım																	
13:05	500	320	3,45	18,62	63,8	47,5	17,4	75,7	64,8	35	29	192	13,1	0,95	3,48	6,06	2,52
13:10	500	320	3,45	18,96	65,2	50,4	17,9	76,2	65,2	35	29,4	198	13	0,94	3,25	5,50	2,57
13:15	500	320	3,45	19,31	67,4	51,8	18	77,5	66,5	35,1	29,5	195	13,3	0,96	3,25	5,80	2,59
13:20	500	300	3,45	19,31	67,6	52,6	18,1	78,8	68,8	35,1	29,6	197	13,2	0,94	3,19	5,23	2,60
13:25	500	320	3,45	18,96	66,6	51,4	18,3	78,1	67,6	35,2	29,5	197	13	0,92	3,31	5,65	2,56
13:30	500	320	3,10	19,31	66,5	51,5	18,4	78,2	67,6	35,3	29,5	200	12,9	0,93	3,37	5,57	2,58
13:35	500	320	3,10	19,31	66,6	51,7	18,4	78,3	67,6	35,3	29,4	198	13	0,94	3,43	5,54	2,57
13:40	500	300	3,10	19,31	66,6	51,6	18,5	78,2	67,7	35,4	29,5	199	13	0,96	3,43	5,23	2,59
13:45	500	320	3,10	19,31	66,6	51,6	18,5	78,3	67,6	35,4	29,5	200	13	0,94	3,43	5,57	2,60
13:50	500	320	3,10	19,31	66,6	51,5	18,4	78,2	67,7	35,5	29,6	197	13	0,92	3,43	5,61	2,56
13:55	500	300	3,10	19,31	66,6	51,6	18,4	78,2	67,6	35,5	29,5	198	13	0,92	3,48	5,23	2,57
14:00	500	300	3,10	19,31	66,6	51,5	18,5	78,3	67,6	35,5	29,6	199	12,9	0,92	3,43	5,26	2,57
14:05	500	320	3,10	19,31	66,5	51,5	18,4	78,4	67,7	35,6	29,7	200	12,9	0,91	3,43	5,57	2,58