



T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

JEOTERMAL ENERJİ KAYNAKLI BİR OTELİN  
İKLİMLENDİRİLMESİNİN EKONOMİK ve TEKNİK  
ANALİZİ

Hasan Basri RAVUL

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2010



T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

JEOTERMAL ENERJİ KAYNAKLI BİR OTELİN  
İKLİMLENDİRİLMESİNİN EKONOMİK ve TEKNİK  
ANALİZİ

Hasan Basri RAVUL

Prof.Dr. Abdulvahap YİĞİT  
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2010

T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

JEOTERMAL ENERJİ KAYNAKLI BİR OTELİN  
İKLİMLENDİRİLMESİNİN EKONOMİK ve TEKNİK  
ANALİZİ

Hasan Basri RAVUL

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu Tez ..../...../200... tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/oy çokluğu ile kabul edilmiştir.

Prof.Dr.Abdulvahap YİĞİT  
Danışman

Prof.Dr.Recep EREN

Doç.Dr.Ömer KAYNAKLI

**ÖZET**

Enerji tüketiminin bütün dünyada artarak devam etmesi sürdürülebilir enerji kaynaklarına olan ilginde artmasına neden olmaktadır. Fosil bazlı yakıtların yanması sonucunda çıkan CO<sub>2</sub> gazlarının atmosfere salınımı küresel ısınmaya neden olmaktadır.

Kyoto protokolünün gayesi dünyada fosil kaynaklardan olan tüketimin azaltılmasıdır. Absorbsiyonlu sistemler bu açıdan çeşitli avantajlara sahiptir; endüstriyel uygulamalarda ortaya çıkan atık ısı , güneş enerjisi , jeotermal enerji gibi kaynaklarla çalışabilmesi ve ozon dostu soğutucuların kullanılması bunlardan bir kaçıdır.

Bu çalışmada , jeotermal enerji kaynağı kullanan bir otele absorbsiyonlu soğutma sistemi uygulanarak yıllık soğutma masrafında düşüş olması amaçlanmıştır. Absorbsiyonlu soğutma sistemi İzmir Balçova jeotermal bölgesinde bulunan Thermal Princess oteline göre oluşturulmuştur. Engineering Equation Solver (EES) programı kullanarak sistemin önemli fiziksel parçaları için ilgili modülleri arasında bağıntılar yazılmıştır. Otelin soğutma yükünü karşılamak için 2500 kW tek kademeli LiBr-Su absorbsiyonlu soğutma sisteminin değişik şartlardaki sistem performansına (COP) bakıldı . Ayrıca absorbsiyonlu soğutma sisteminin ekonomik analizi araştırıldı ve yatırım verimliği hesaplandı.

**Anahtar Kelimeler** : Jeotermal Enerji , Absorbsiyonlu Soğutma ,Merkezi Soğutma, EES

**ABSTRACT**

The energy consumption is continuous to increase around the world and with that follows the demand for sustainable solutions . Fossil based fuels the threat of global warming through release of CO<sub>2</sub> to the atmosphere increases.

The aim of Kyoto protocol is that decrease the world's total fuel from fossils consumption. Absorption systems have advantages from that angle; working with energy resources such as waste heat from industrial processes , solar energy and geothermal energy and using ozone friendly a few of them.

In this study, the aim is to decrease the overall annual cooling costs of the hotel by implementing an absorption cooling system, which uses geothermal fluid as the heating source. The design of an absorption cooling cycle based on a geothermal heat source is proposed according to Thermall Princess Hotel in Balçova geothermal area in İzmir. Engineering Equation Solver (EES) was used to write a model involving modules for each significant physical component of the system. The purpose was to make to analyse the influence on the Coefficient of Performance (COP) of a single-stage 2500 kW LiBr-water absorption cycle in different conditions to hotel's cooling load. Finally, economic analysis is investigated and calculated profitable of investment of the absorption refrigeration model.

**Key Words:** Geothermal Energy , Absorption Cooling ,LiBr-Water , EES .

**İÇİNDEKİLER****Sayfa No**

TEZ ONAY SAYFASI.....	II
ÖZET .....	III
ABSTRACT .....	IV
İÇİNDEKİLER .....	V
KISALTMALAR DİZİNİ .....	VIII
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	IX
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	XI
SİMGELER DİZİNİ .....	XIII
1. GİRİŞ .....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI .....	5
2.1. Literatür.....	5
2.2. Jeotermal Enerji .....	12
2.2.1 Tanımı.....	12
2.2.2 Tarihçesi.....	15
2.2.3 Dünyada jeotermal enerji .....	18
2.2.4 Türkiyede jeotermal enerji .....	23
2.2.5. Balçova jeotermal bölgesi .....	27
2.2.6. Jeotermal enerjinin sınıflandırılması .....	30
2.2.7 Kullanım alanları .....	32
2.3. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi .....	37
2.3.1. Soğutma sistemlerinin sınıflandırılması .....	37
2.3.1.1. Açık çevrim .....	37
2.3.1.2. Kapalı çevrim .....	37
2.3.2. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi .....	38
2.3.3 Absorbsiyonlu ve buhar sıkıştırırmalı çevrim ilişkisi .....	39
2.3.4. Absorbsiyonlu soğutma çevrimi .....	40

2.3.4.1. Absorbsiyonlu çevrimin avantajları .....	44
2.3.4.2. Sistem bileşenlerinin tanımı .....	45
2.3.5. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışan çiftleri .....	46
2.3.6. LiBr-Su absorbsiyonlu soğutma sistemi .....	48
2.3.6.1. LiBr-Su karışımının avantaj ve dezavantajları .....	50
2.3.6.2. Su-Amonyak karışımının avantaj ve dezavantajları .....	51
2.3.6.3. Hava ve su soğutmalı absorbsiyonlu sistemlerinin karşılaştırılması.....	51
2.4. LiBr-Su Çiftli Absorbsiyonlu Sistemin Termodinamik Analizi.....	52
2.4.1. Termodinamik kabuller.....	52
2.4.2. Sistemin termodinamik çevrimi .....	53
2.4.3. Sistem elemanlarının hesaplamaları .....	56
2.4.4. Soğutma performans katsayısı (COP) .....	62
3. MATERYAL ve YÖNTEM .....	64
3.1. Materyal.....	64
3.2. Yöntem .....	65
3.3. Sisteminin Engineering Equation Solver (EES) Programıyla Modellenmesi .....	67
3.4. Sistemin Termodinamik Hesapları .....	68
3.5. Soğutma Tesir Katsayısına Etki Eden Parametrelerin Araştırılması .....	70
3.6. Absorbsiyonlu Sistem İlk Yatırım Maliyeti .....	74
3.6.1. Direk maliyetler .....	74
3.6.2. Endirek maliyetler .....	77
3.6.3. Vergi masrafı .....	78
3.6.4. Yüklenici firma kar payı .....	78
3.7. Konvansiyel Sistem İlk Yatırım Maliyeti .....	79
3.8. İşletme Giderleri .....	81
3.8.1. Konvansiyel sistemde işletme gideri .....	81

## VII

3.8.2 Absorbsiyonlu sistemin işletme gideri .....	83
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI .....	85
4.1 Mevcut sistem yerine absorbsiyonlu sistem tesisi halinde geri ödeme süresi.....	85
4.2 Soğutma sistemlerinin ilk defa kurulması halinde geri ödeme süresi.....	86
4.3 Geri Ödeme Süresini Etkileyen Parametreler .....	87
5. TARTIŞMA ve SONUÇ .....	91
KAYNAKLAR .....	94
EKLER .....	97
ÖZGEÇMİŞ .....	116
TEŞEKKÜR.....	117



**KISALTMALAR DİZİNİ**

<i>LiBr</i>	Lityum Bromür
<i>AIP</i>	Absorbsiyonlu ısı pompası
<i>AIY</i>	Absorbsiyonlu ısı
<i>YSA</i>	Yapay sinir ağları
<i>HXS</i>	Solüsyon ısı değiştirici
<i>ASS</i>	Absorbsiyonlu soğutma sistemi
<i>KSS</i>	Konvansiyonel soğutma sistemi
<i>YÇS</i>	Yıllık alışma süresi
<i>YET</i>	Yıllık elektrik tüketimi

**ÇİZELGELER DİZİNİ**

	<b>Sayfa No</b>
Çizelge 2.1. Jeotermal enerji direk kullanım sıralaması (Lund ve ark 2005).....	20
Çizelge 2.2. Yüz ölçüm ve nüfusa göre Dünya’da jeotermal enerji kullanım sıralaması .....	22
Çizelge 2.3. Mevcut jeotermal bölgesel ısıtma sistemleri (Mertoglu, 2005).....	25
Çizelge 2.4. Çizelge 1.4 Türkiye’de kurulu jeotermal seralar (Mertoglu, 2005). .....	26
Çizelge 2.5. Rezervuar sıcaklığı 140° C’nin üzerindeki jeotermal alanlar (Mertoglu, 2005).....	27
Çizelge 2.6. Balçova bölgesinde açılmış olan jeotermal kuyular (Akkuş ve ark. 2005) .....	29
Çizelge 2.7. Jeotermal akışkan sıcaklıklarına göre kullanım alanları(Lindal Diyagram) .....	35
Çizelge 2.8. Absorpsiyonlu soğutma makineleri için ikili karışımlar .....	50
Çizelge 3.1. 2500 kw lık LiBr –Su absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma parametreleri .....	69
Çizelge 3.2. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin karakteristik büyüklükleri .....	69
Çizelge 3.3. York YIA-8E1 ve RXZ-250F absorpsiyonlu soğutma makineleri özellikleri .....	74
Çizelge 3.4. Baltimore FXT ve BL(II) J400 soğutma kuleleri özellikleri.....	75
Çizelge 3.5. MIT 643 78 plakalı eşanjörün proses özellikleri .....	76
Çizelge 3.6. Absorpsiyonlu soğutma sistemi mekanik sistem maliyeti .....	77
Çizelge 3.7. Absorpsiyonlu soğutma sistemi yatırım maliyeti.....	78
Çizelge 3.8. Carrier 19XR-5755465LEH52 santrifüj kompresörlü soğutma gurubu .....	79
Çizelge 3.9. Konvansiyonel sistem mekanik tesisat maliyeti.....	80

Çizelge 3.10. Konvansiyonel sistem toplam ilk yatırım maliyeti .....	80
Çizelge 3.11. Aylara göre otelin soğutma sisteminde harcanan elektrik enerjisi .....	81
Çizelge 3.12. Konvansiyonel sistemin yıllık işletme gideri .....	83
Çizelge 3.13. Absorbsiyonlu sistemin toplam elektrik gücü .....	83
Çizelge 3.14. Absorbsiyonlu sistem yıllık işletme gideri .....	84
Çizelge 4.1. Mevcut sistem yerine absorbsiyonlu sistem tesisi durumunda yatırım ve işletme maliyetleri.....	85
Çizelge 4.2 Mevcut soğutma sistemi yerine ASS geri ödeme süresi.....	86
Çizelge 4.3. Soğutma sistemlerinin ilk kurulumunda ilk yatırım ve işletme maliyetleri .....	86
Çizelge 4.4 Soğutma sistemlerinin ilk tesisi halinde ASS geri ödeme süresi.....	87

**ŞEKİLLER DİZİNİ****Sayfa No**

Şekil 2.1. Yerkürenin iç kısımları (GEO, 2001) .....	13
Şekil 2.2. Yerkabuğu içerisindeki derinlik-sıcaklık eğrisi (Wright ve Culver, 2004).....	14
Şekil 2.3. Jeotermal akışkanın oluşumu (GEO 2001) .....	15
Şekil 2.4. Jeotermal enerjiden ilk elektrik üretimi (foto ENEL) .....	16
Şekil 2.5. Bilinen en sıcak jeotermal bölgeler (GEO 2001).....	19
Şekil 2.6. Dünya çapında enerji kullanımının karşılaştırılması 1995-2000-2005 (Lund ve ark 2005) .....	22
Şekil 2.7. Türkiye jeotermal enerji kaynakları(www.mta.gov.tr) .....	24
Şekil 2.8. İzmir ili jeotermal alanları (Wikipedia).....	28
Şekil 2.9. Jeotermal enerji entegre tesisleri .....	36
Şekil 2.10. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi .....	38
Şekil 2.11. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin şematik gösterimi .....	39
Şekil 2.12. Basit absorpsiyonlu ve mekanik buhar sıkıştırırmalı çevrim .....	40
Şekil 2.13. Basit absorpsiyonlu çevrim .....	42
Şekil 2.14. Absorpsiyonlu soğutma sistemi çevrimi basitleştirilmiş diyagramı.....	43
Şekil 2.15. Tek kademeli absorpsiyonlu sistem .....	44
Şekil 2.16. LiBr-Su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi .....	49
Şekil 2.17. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik diyagramı .....	54
Şekil 2.18. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi In $p - 1/T$ çevrim diyagramı .....	55
Şekil 2.19. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi $T-S$ diyagramı .....	55
Şekil 2.20. Tek kademeli ASS ait absorber diyagramı.....	56

Şekil 2.21	Tek kademeli ASS sistemine ait jeneratör diyagramı .....	57
Şekil 2.22.	Tek kademeli ASS ait kondenser diyagramı .....	58
Şekil 2.23.	Tek kademeli ASS ait evaporatör diyagramı .....	58
Şekil 2.24.	Tek kademeli ASS ait eriyik ısı değiştiricisi diyagramı .....	59
Şekil 2.25.	Tek kademeli ASS ait eriyik genleşme valfi diyagramı .....	60
Şekil 2.26	Tek kademeli ASS ait soğutkan genleşme valfi diyagramı .....	61
Şekil 3.1.	İzmir Princess Oteli .....	64
Şekil 3.2.	Otelin soğutma sisteminin modeli .....	66
Şekil 3.3.	Kondenser sıcaklığına göre COP' un değişimi ( $T_g, T_e=sbt$ ) .....	70
Şekil 3.4.	Evaporatör sıcaklığına göre COP' un değişimi ( $T_g, T_c=sbt$ ).....	71
Şekil 3.5.	Farklı evaporatör sıcaklıklarında COP 'un değişimi.....	72
Şekil 3.6.	Farklı kondenser sıcaklıkları için COP 'un değişimi .....	73
Şekil 4.1.	Elektrik fiyatına göre absorpsiyonlu soğutma sisteminin geri ödeme süreleri .....	88
Şekil 4.2.	Jeotermal enerji fiyatına göre absorpsiyonlu soğutma sistemi geri ödeme süreleri .....	89
Şekil 4.3.	Su fiyatına göre absorpsiyonlu sistemin geri ödeme süreleri .....	90

## SİMGELER DİZİNİ

$T_j$	-	Jeneratör sıcaklığı (°C)
$T_K$	-	Kondenser sıcaklığı (°C)
$T_E$	-	Evaporatör sıcaklığı (°C)
$T_A$	-	Absorber sıcaklığı (°C)
$Q_j$	-	Jeneratörde depolanan ısı (kW)
$Q_K$	-	Kondenser transfer edilen ısı (kW)
$Q_E$	-	Evaporatörden transfer edilen ısı (kW)
$q_j$	-	Jeneratör birim kütle için ısı (kJ/kg)
$q_k$	-	Kondenser birim kütle için ısı (kJ/kg)
$q_a$	-	Absorber birim kütle için ısı (kJ/kg)
$q_e$	-	Evaporatör birim kütle için ısı (kJ/kg)
$\xi_f$	-	Fakir eriyik oranı
$\xi_z$	-	Zengin eriyik oranı
$P_A$	-	Absorber basıncı (kPa)
$P_K$	-	Kondenser basıncı (kPa)
$Q_{HE}$	-	Eriyik ısı değiştiricisinden transfer edilen ısı (kW)
$h$	-	Entalpi (kJ/kg)
$x$	-	Eriyik oranı
$\dot{m}$	-	Kütleli debi (kg/s)
$\varepsilon$	-	Eşanjör etkinlik katsayısı
$W_k$	-	Kompresör işi (kW)
$W_p$	-	Eriyik pompası işi (kW)
$f$	-	Dolaşım oranı
$COP$	-	Soğutma etki katsayısı
$COP_C$	-	Carnot soğutma katsayısı

## 1. GİRİŞ

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin ana özelliği mekanik enerji yerine ısı enerjisini kullanmasıdır. Bu yüzden absorbsiyonlu sistemler ısı enerjisinin fazla olduğu uygulamalarda kullanılırlar. Ne yazık ki , absorbsiyonlu sistemlerin verimi kompresörlü sistemlere nazaran düşük olduğundan gereği kadar yaygınlaşmamıştır. Sanayi uygulamalardaki atık ısı ile yenilenebilir enerji kaynaklarının (güneş ve jeotermal enerji) kullanımının artması absorbsiyonlu soğutma sistemleri pazarının canlanmasına neden olmaktadır.

Kompresörlü sistemlere göre absorbsiyonlu sistemler konstrüksiyon açısından kompakt bir yapıya sahiptirler. Bütün parçalar bütünlük yapı olarak imal edilirler.

Modeller ısı kaynağına ve kademe sayısına göre farklılıklar göstermektedir. Absorbsiyonlu soğutmada enerji kaynağı buhar ve yüksek sıcaklıktaki sudur. Son zamanlarda direk ateşlemeli sistemler yüksek verimlerden dolayı popüler olmuşlardır. Eski absorbsiyonlu makineler tek kademeli olarak imal edilirdi , şu anki direk ateşlemeli absorbsiyonlu makineler çift kademeli olarak yapılmaktadır.

En yaygın olarak kullanılan akışkan çiftleri Amonyak-Su ve Su –LiBr dür. Amonyak –Su sisteminde , amonyak soğutucu su ise çözücüdür. Su-LiBr sisteminde su soğutucu LiBr ise çözücüdür. Amonyakın kaynama noktası  $10^5$  Pa -33 °C olduğundan sıfır derecenin altındaki uygulamalarda ,suyun soğutucu olarak kullanılması ise 0 °C nin üstündeki iklimlendirme uygulamalarında kullanılır (Herold 1996,Srikhirin 2001 ).

LiBr'lü sistemlerde oldukça düşük basınçlar  $10^3$  Pa (5 °C) sözkonusudur. Konstrüksiyonları basit pompalama güçleri düşüktür. LiBr 'lü sistemlerin bir diğer avantajı soğutucu ve çözelti arasındaki kaynama noktaları arasındaki yüksek farktır. Bundan dolayı solüsyondan saf soğutucu elde edilir. Amonyak–Su sistemlerinde

kaynama noktaları arasındaki fark sadece 133 K civarında olduğundan çözelti içindeki suyun ayrıca ayrıştırılması gerekir.

LiBr'lü sistemlerinde ana handikap çözeltinin kristalizasyonudur. Çözeltideki soğutucu konsantrasyonu belli bir değerin altına düştüğünde kristalizasyon problemi ortaya çıkar. Makinenin soğutma çevriminin durmasına neden olabilir (Eicker 2003).

On dokuzuncu yüzyılın başından itibaren absorpsiyonlu soğutma sistemlerine olan ilgi artmıştır. LiBr –Su çiftini kullanan absorpsiyonlu sistemler yoğun olarak 1950 'li yıllardan itibaren büyük miktarlarda, özellikle Amerika Birleşik Devletleri deki üreticiler tarafından üretilmiştir. Büyük binaların klima tesisatlarında mekanik sıkıştırılmalı sistemler gibi geniş ölçüde kullanılmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri 10 ton (35.2 kw) dan 1500 tona (5.28 MW) kadar geniş bir aralıkta üretilmektedir. Burada 1 ton soğutma kapasitesi 12000 BTU /h =3.517 kW eşittir.

1970 yıllardan önce fosil yakıtlar ucuzluğundan dolayı geniş bir alanda kullanılmaktaydı. Buna paralel olarak elektrik enerjisi de ucuzdu ve soğutma maliyetinde çok fazla önem taşımıyordu. Bu periyotta absorpsiyonlu soğutma sistemleriyle mekanik soğutmalı sistemler birbirine yakın miktarlarda satılmıştır (Plazak 1996).

1970 yıllarda artan enerji fiyatları Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin verimlerinde artış sağlamak için çalışmalar yapılmasına sebep olmuştur. Çift ve üç etkili sistemler geliştirilerek soğutma tesir katsayısında (COP) artış sağlanarak pazar paylarını arttırmışlardır. Petrol ambargosu fosil yakıtlarının fiyatını elektrikten çok daha fazla arttırmıştır. Bir anda oluşan bu durumda Absorpsiyonlu soğutma pazarı 1973 'lü yılların başına dönmüştür (Plazak 1996).



Bununla birlikte artan fosil yakıt fiyatları jeotermal enerjiye bakış açısını olumlu yönde değiştirmiştir.

1980 'li yıllarda azalan doğalgaz ve artan elektrik fiyatları direk ateşlemeli sistemlerin pazarını arttırdı. Direk ateşlemeli sistemlerde doğalgazın yanması sonucunda elde edilen ısı kullanılmaktadır. Doğalgazın soğutma amacıyla yaz döneminde tüketilmesi yıl boyunca sabit bir tüketimin oluşmasını sağlamıştır. Mekanik sıkıştırılmalı sistemlerde kullanılan CFC tabanlı soğutucu gazların yavaş yavaş kullanımdan kalkmaya başlaması direk ateşlemeli sistemlerin büyümesine yardımcı olmuştur.

Montreal Protokolün'deki maddelerde Ozon tabakasına zarar veren Freon 11 ve Freon 12 kategorilerinde bulunan gazların üretim ve tüketimlerini yasaklamıştır , 1996. Bununla birlikte modern kompresörlü soğutma sistemleri küresel ısınmaya jeotermal enerji kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinden daha fazla sebep olmaktadır. Jeotermal enerji çevre dostu ve yenilenebilir bir enerji kaynağıdır. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri şu anda bağımsız ve temiz bir teknoloji isteyen son kullanıcılar tarafından tercih edilmektedir. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri marketi göreceli olarak ufak fakat istikrarlıdır. Düşük enerji kaynaklarında tercih edilmektedir. Şu anda tek kademeli absorpsiyonlu sistemlerin pazar payı toplam absorpsiyonlu sistemlerin yarısı kadardır. Absorpsiyonlu marketin büyüklüğü geçmişte alınan kararlar sonucunda istenilen seviyede olmamakla birlikte çeşitli ülkelerde özellikle Japonya da yapılan araştırmalarla üretimi yaygınlaşmaktadır.

Absorpsiyonlu sistemler için en uygun kullanım alanları elektrik fiyatının yüksek olduğu bölgelerdir. Soğutma sisteminde kullanılan elektriğin binanın toplam elektrik yükünde meydana getirdiği artışı azaltmanın yolları araştırılmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde jeotermal enerji kaynağı kullanarak elektrik yükünde meydana gelen pik yükleri azaltmak mümkündür. Melez sistemlerin kullanılması son derece faydalıdır. Melez sistemler, normal soğutma yükünün absorpsiyonlu sistem tarafından

karşılandığı pik değerlerin küçük bir elektrikli kompresörlü sistemle karşılandığı sistemdir. Bu tip bir uygulama toplam elektrik yükünde azalmaya yardımcı olur. Böyle bir uygulamanın kazançlı olabilmesi için bölgesel elektrik, ısı kaynağı (jeotermal su) ve soğutma suyunun (kondenser, absorber) uygun değerlerde olmasına bağlıdır.

Bu çalışmada ana enerji kaynağı olarak jeotermal enerji kullanılmıştır. Kısaca arzın enerjisi olarak adlandırılan jeotermal enerjinin direk olarak çeşitli kullanım alanları mevcuttur. Banyo, sera uygulamaları, balık çiftlikleri, endüstriyel uygulamalar, ısı pompaları, hacim ısıtma ve soğutma bunlardan bazılarıdır. Çoğu doğrudan uygulamalarda jeotermal enerji kaynak sıcaklığı 50-150 °C arasındadır (Cataldi 1999).

Bu çalışmada İzmir ili Balçova bölgesinde faaliyet gösteren Princess Thermal oteli yaz dönemi soğutma işlemi için seçilmiştir. Otel termal turizm açısından bölgede yıl boyunca tercih edilmekte olup önemli bir kapasiteye sahiptir. Otelde kış döneminde jeotermal su kullanılarak ısıtma yapılmakta, yaz döneminde ise kompresörlü sistemlerle soğutma yapılmaktadır. Jeotermal enerji İzmir Jeotermal şirketi tarafından Balçova bölgesinde açılmış olan kuyulardan sağlanmaktadır. Toplam kuyu kapasitesi 1350  $m^3/h$  ortalama sıcaklık 115 °C dir. İzmir Jeotermal şirketinin toplam pik su ihtiyacı ortalama sıcaklıkta 765  $m^3/h$  dir. Pik yükte dahi sistemde kullanılmayan 585  $m^3/h$  miktarında jeotermal su vardır. Bu çalışmada jeotermal su sıcaklığı yerinde yapılan inceleme sonucunda 122 °C alınmıştır.

Bu çalışmada önce , jeotermal enerji ve absorpsiyonlu soğutma sistemi anlatılmıştır. Daha sonra absorpsiyonlu sistemin seçilen otel için termodinamik hesaplamaları yapılmıştır. Altıncı bölümde termodinamik hesaplamalar sonunda çıkan sonuçlara uygun sistemin maliyeti ve bunun geri ödeme süresi araştırılmıştır. Mevcut konvansiyonel soğutma sistemiyle karşılaştırmalar yapılmıştır.

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

### 2.1. Literatür

Absorbsiyonlu soğutma sistemi 1777 yılından beri bilinmektedir. İlk defa Michael Faraday tarafından  $NH_3$  'ı yoğuşturma denemeleri sırasında keşfedilen absorbsiyon prensibi daha sonra bir soğutma çevrimi olarak uygulanıp bundan yararlanılmaya başlanmıştır (Selpaş, 1998). Soğutucu olarak  $NH_3$  ve absorbent olarak su kullanılan ilk absorbsiyonlu soğutma sistemi bir Fransız olan Ferdinand Carre tarafından icat edilmiş olup 1860 yılında Amerika 'da patenti almıştır. Sürekli çalışan ilk sistem olan bu cihazla 1872 yılında bir miktar buz üretilmiştir (Zorkun, 1980).

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan ikili karışımlar üzerinde tam bir araştırma 1913 yılında Edmund Altenkirch tarafından yapılmıştır. 1900'lü yıllarda absorbsiyonlu soğutma sistemi oldukça rağbet görmüştür. 1930'lu yıllardan itibaren elektriğin ucuz olması kompresörlü soğutma sistemlerinin yaygınlaşmasına neden olmuştur. Enerji krizinin yaşandığı 1970'li yıllarda ise absorbsiyonlu sistemler tekrar önem kazanmış ve bu konuda çalışmalar başlamıştır (Dinçer, 1994).

1979 yılında Lowel A.Mcnelly, LiBr-Su akışkan çiftinin fiziksel ve termodinamik özelliklerini tablo ve diyagramlar halinde yayınlanmıştır (McNeely, 1979).

S.Schulz, birtakım boyutsuz sayıları baz alarak amonyağın sıvı ve gaz fazları için Gibbs fonksiyonlarını ve denklemlerdeki katsayıları vermiştir (Schulz, 1964, 1971).

P.H.G.Van Kasteren amonyak-su karışımlarının 70 K ile 300 K arasındaki kristalizasyon davranışı ve kalorik özelliklerini incelemiş, amonyak-su karışımlarını araştırılmış ve belirtilen sıcaklıklarda konsantrasyona bağlı olarak erime noktalarını ve

kristalizasyon sıcaklığına bağılı olarak özgül ısı değişimini grafik halinde göstermiştir (Van Kasteren, 1971).

1984 yılında H.Perez-Blanco, değişik tiplerdeki eriyikler için absorbsiyonlu ısı pompası perfonmansını incelemiştir. Absorbsiyonlu ısı pompalarına ilginin artması yeni akışkanların araştırılmasına vesile olmuştur. Bu sebeple H.Perez-Blanco bu çalışmada amonyak içeren hangi tip eriyiğın optimum performans vereceğini araştırmak için, eriyikleri basit bir ısı pompası modeline uygulanmıştır (Perez, 1984).

1985 yılında G.Grossman ve E.Michelson, absorbsiyonlu sistemlerin standart bir bilgisayar simülasyonu yapmış ve absorbsiyonlu sistemler için çeşitli çevrim konfigirasyonlarını incelemiştir. Bu program LiBr-Su ve amonyak eriyiği kullanan tek kademeli ve çift kademeli absorbsiyonlu sistemlerde test edilmiş ve sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır (Grossman ve Michelson, 1981).

P.Bourseau ve R.Burgarel 1986 yılında absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde  $NH_3 - H_2O$  ve  $NH_3 - NaSCN$  soğutucu akışkan çiftlerinin performanslarının kıyaslamalarını yapmışlar ve bu çiftlerin hal denklemlerini sunarak bu denklemlerdeki katsayıları vermiştir ( Bourseau ve Bugarel, July 1986).

1987 yılında Levent Özal, Ö.Ercan Ataer ve Yalçın Göğüş, amonyak soğutucu, su soğurucu sistemin simülasyonunu yapmışlardır. Analizi yapılan sistemde performans katsayısı ve dolaşım oranının, ayırıcı, soğurucu ve buharlaştırıcı sıcaklıklarıyla değişimlerini incelemiştir. Ayrıca bu çalışmada ısı değiştirgeçlerindeki tersinmezlikler ve sistemdeki basınç kayıpları dikkate alınarak, sistemin performans katsayısını artırmak için zengin karışımın bir miktarı soğurucu çıkışından ayrılarak ayırıcıya verilmiştir (Özal ve ark 1987).

1988 yılında M.R.Patterson ve H.Perez-Blanco, LiBr-Su eriyiğinin termodinamik ve taşınım özelliklerinin bilgisayar yardımıyla sayısal simülasyonu yapılmıştır. (Patterson ve ark. 1988).

1988 yılında Ö.Ercan Ataer ve Yalçın Göğüş, amonyak –su soğurnalı sistemlerin analizini yapmış ve ısıl süreçlerdeki tersinmezlikleri karşılaştırmışlardır.Bu çalışmada, önce amonyak-su soğurmali soğutma sisteminin termodinamik analizi yapılmıştır. Analizi yapılan soğutma sistemi yoğuşturucu, buharlaştırıcı, soğurucu pompa, genişleme vanaları, ayırıcı ile eriyik ısı değıştirgeci, soğutkan ısı değıştirgeci ve üst ayırıcıdan oluşmaktadır. Analizde soğutma etkinliğı ve dolaşım oranının, ayırıcı, soğurucu ve buharlaştırıcı sıcaklıkları ile değışmelerini incelemişlerdir. İşlerlik analizini de içeren çalışmada benzetişim hesaplarıyla boyutsuz tersinmezliklerin parametrelerle değışimleri elde etmiştir. Grafikler halinde verilen sonuçlar literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılmıştır (Ataer ve ark 1988).

1989 yılında Abdüvahap Yiğit, “Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Simülasyonu ” adlı bir çalışma yapmış, bu çalışmasında absorbsiyonlu soğutma sistemi elemanlarını ayrı ayrı modelleyerek tüm sistemin simülasyonunu yapmıştır. Özellikle absorber üzerinde durduğı bu çalışmasında soğutucu akışkan çifti olarak LiBr-Su çiftini almıştır (Yiğit 1989).

Antonia De Lucas, Marina Donate, Karolin Molero ve Juan F. Rodriguez tarafından 2003 yılında yürütölen “Bir absorpsiyonlu soğutma sistemi için yeni bir soğurganın benzetimi ve performans değıerlendirmesi” konulu çalışma da; absorbsiyonlu soğutma çevriminde kullanılan alternatif soğurganın kullanımının yerine son zamanlarda bu çeşit sistemlerde kullanılan soğurgan LiBr ‘ün üstünde çalışılmıştır. Alternatif sistem, soğurgan (LiBr, CHO<sub>2</sub> K=2:1 kütle oranı) ve soğutkan (H<sub>2</sub>O) içerir. Her iki sistemi karşılaştırmak için eldeki verilerden yararlanarak teorik absorbsiyonlu çevrime benzetmek için bir program geliştirilmiştir. Bu program sayesinde, absorbsiyonlu çevrimlerin verimi değıerlendirilmiştir. Ayrıca her bir çevrimin performansı üzerindeki işlem değışikliklerin etkisi analiz edilmiştir. Çalışma iç parametrelere ve daha önce

yapılan çalışmalardan farklı durumlar için olası davranışlara bir anlayış getirmiştir (Lucas ve ark 2004).

Ömer Kaynaklı ve Recep Yamankaradeniz'in 2003 yılında yaptıkları çalışmada; absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan eşanjörlerin sistemin performansına etkilerini araştırmışlardır. Bu çalışmada, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ısı geri kazanımı için kullanılan eşanjörlerin, sistemin performans katsayısına (COP) etkileri incelenmiştir. Sistemde kullanılan çift olarak, absorpsiyonlu soğutma sistemleri arasında yaygın kullanım alanı olan NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O eriyiği alınmıştır. Çevrimin termodinamik analizi yapılarak, amonyak ve amonyak-su eriyiğine ait termodinamik özellikler verilmiştir. Sistemde kullanılan 3 adet eşanjörün etkenlik katsayılarının değişiminin, sistemin COP değeri üzerindeki etkileri gözlenmiştir. Ayrıca, kaynatıcı, buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve absorber sıcaklıklarının sistemin performansına etkileri araştırılmıştır. Sonuç olarak, sistemin performansına en fazla etkisi olan eşanjörün eriyik eşanjörü olduğu ve sistemin performansı, kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artmasıyla artarken, yoğuşturucu ve absorber sıcaklıklarının artmasıyla azaldığı görülmüştür (Karadeniz, Kaynaklı 2003).

Zongchang Zhao, Xiaodang Zhang ve Xuehu Ma 2004 yılında akışkan olarak TFE/E181 kullanılan çift etkili absorpsiyonlu ısı dönüştürücünün termodinamik analizi konulu çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada kullanılan akışkan Trifluoroethanol (TFE) – tetraethylenglycol dimethylether (TEGDME) 250°C kadar ısı dengeli, yeni bir organik akışkan çifttir. Düşük ısı düzeyli endüstriyel atık ısıyı tekrar kullanabilmek için daha yüksek bir ısı düzeyine de yükseltmeye uygundur. Bu çalışmada akışkan olarak TFE-E181 çift etkili absorpsiyonlu ısı dönüştürücünün termodinamik performansı, TFE-E181 karışımının termodinamik özelliklerine dayalı olarak gösterilmiştir. Sonuçlar gösteriyor ki yüksek basınçlı jeneratördeki ısı 100°C geçtiğinde brüt ısı eşanjörü 30°C olduğunda çift etkili absorpsiyonlu ısı dönüştürücünün performans katsayısı 0,58 olur ki; bu da tek etkili absorpsiyonlu ısı dönüştürücünün performans katsayısı olan 0,48'den daha büyüktür. Bu durumda performans katsayı artışı %20 dolayında olur. Ama hala akışkan olarak LiBr-H<sub>2</sub>O kullanan çift etkili absorpsiyonlu ısı dönüştürücünün performans katsayısı 0,64'den azdır. Bu arada çift etkili absorpsiyonlu ısı dönüştürücünün

performans katsayısı absorpsiyon ısısının artmasıyla tek etkili ısı dönüştürücünün performans katsayısından daha hızlı düşer. Çift etkili absorpsiyonlu ısı dönüştürücünün uygun brüt ısı eşanjör oranı tek etkili ısı dönüştürücününkinden daha dardır. Yüksek basınçlı jenaratördeki ısı ne kadar yüksekse, brüt ısı eşanjörü o kadar geniş olabilir. Böylece çift etkili absorpsiyonlu ısı dönüştürücü, daha yüksek ısı eşanjörüne gerek olmadığı ve daha yüksek dereceli ısı kaynakları elde etme durumlarında kullanım için daha uygundur (Zongchang ve ark 2003).

A.Yokozeki'nin 2004 yılında yaptığı çalışmaya göre buhar absorpsiyonlu soğutma çevrimleri özellikle  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$  ve  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  sistemleri ile kullanıldığında eski ve çok iyi kurulmuş bir tekniktir. Soğutucu ve soğurucu akışkan çiftlerinin yeni çeşitleri ayrıca aktif olarak çalışılmaktadır. Bu çalışmada, ilk kez soğutucu – soğurucu karışımlar için hazırlanmış durum denklemlerine dayanan termodinamik olarak uyumlu bir model gösterilmiştir. Örnek olarak da, genel olarak bilinen ikili çiftler kullanılır. Çevrim performansları ve çevrim özelliğini anlama konusunda bazı yeni anlayışlar gösterilir (Yokozeki 2005).

Ayhan Onat, Muharrem İmal, A.Talat İnan 2004 yılında "Soğutucu Akışkanlar" konulu çalışmalarında iklimlendirme ve soğutma uygulamalarında kullanılan soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Ozon tabakasının oluşumu, delinmesi ve bunun sonucunda dünyanın fiziki şartlarında ve canlılar üzerinde meydana getirebileceği olası değişiklikler ortaya konmuştur. Ozonu tahrip etme oranları, küresel ısınma etkileri ve diğer fiziksel özellikleri göz önüne alındığında soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde en çok kullanılan soğutucu akışkanlardan R-12'nin yerine alternatifleri olarak gösterilen R-134a, R-401A, R401B, R-409A akışkanları içerisinde R-134a ve R-401A'nın; R-502'nin yerine alternatifleri olarak gösterilen 402A, R-402B, R-408A, R-404A, R-507 akışkanları içerisinde R-404A'nın; R-22'nin yerine alternatifleri olarak gösterilen R-407C, 410A, R-404A, R-507 akışkanları içerisinde R-407C ve R-410A'nın; R11 akışkanının yerine R-123 akışkanının; R-13 akışkanının yerine de R-508B akışkanının kullanılmasının daha uygun olacağı belirlenmiştir (Onat ve ark 2004).

Eşref Kurem ve İlhami Horuz 2004 yılında yaptıkları “Soğurmalı ısı yükselticilerinde amonyak-su ile lityum bromür-su eriyiklerinin karşılaştırılması” konulu çalışma, amonyak-su ve lityum bromür-su eriyiği kullanan Soğurmalı Isı Pompası (AIP) ve Soğurmalı Isı Yükseltici (AIY) sistemlerin analizi üzerine bir çalışmayı içermektedir. Temel AIP ve AIY sistemleri izah edilmiş ve çalışma prensipleri açıklanmıştır. AIY sistemleri, genellikle soğutucu akışkan olarak amonyağın kullanıldığı amonyak-su eriyiği ve soğutucu akışkan olarak suyun kullanıldığı lityum bromür-su eriyiklerini yaygın olarak kullandıklarından, bu iki çift ısıtma tesir katsayısı, dolaşım oranı ve maksimum sistem basınçları dikkate alınarak karşılaştırılmıştır. Yapılan analiz sonucunda, lityum bromür-su eriyiği kullanan AIY sistemin, amonyak-su eriyiği kullanan sisteme göre daha iyi bir performans gösterdiği sonucuna varılmıştır (Kurem ve Horuz 2004).

R.D. Misra, P.K. Sahoo ve A. Gupta'nın 2004 yılında ki çift etkili LiBr-Su buhar absorpsiyonlu soğutma sisteminin termoeconomik değerlendirilmesi ve optimizasyonu çalışmalarında termoeconomik kavram, tüm ürün maliyetini en aza indirmek amacıyla çift etkili LiBr-Su buhar absorpsiyonlu soğutma sisteminin optimizasyonuna uygulanmaktadır. Termoeconomik kavrama dayanan basitleştirilmiş maliyet kısıtlama yöntemi, termoeconomik maliyet dengelerini formüle ederek sistemin tüm ürünlerini ve dahili akışın tümünün ekonomik maliyetlerini hesaplamak için uygulanmaktadır. Bu maliyetler bir kez tanımlandığı zaman, sistem tasarım değişkenlerinin akış ve ürün maliyetleri üzerindeki etkisini tanımlamak için termoeconomik olarak değerlendirilecektir. Bu da tüm sistemi uygun maliyetli yapan tasarım değişkenlerinin değiştirilmesini mümkün kılar. Sonuç olarak tahmini optimum tasarım yapılanışı öz yineleme yöntemi ile sağlanır. Sonuçlar, sistem performansında dikkate değer bir gelişme göstermektedir. Duyarlılık analizi de karar değişkeninin en iyi değerlerindeki değişkenlerin yakıt maliyetlerindeki değişikliklerle göz ardı edilebileceğini göstermektedir (Misra ve ark 2004).

F. Asdrubali ve S. Grignaffini'nin 2005 yılında farklı hizmet durumları altında su-lityum bromid absorpsiyonlu soğutucunun performansının deneysel değerlendirilmesi konulu yaptıkları çalışma tek basamaklı su-lityum bromid absorpsiyonlu makinenin



performansını doğrulamak ve benzerini yapmak amacıyla bir deneysel motoru tanımlar. Makine su soğutmalıdır ve elektrikli ısıtıcı tarafından üretilen sıcak su ile desteklenir. Dış devrelerdeki suyun akış oranını ve ısı derecesini değiştirerek farklı hizmet durumları yaratmak mümkündür. Ölçüm özellikleri, iç ve dış devrelerin (ısı derecesi, basınç ve akış oranı) tüm ana işleme parametrelerini gerçek zamanda kaydetmeye izin vermektedir. Bu çalışma makinenin ve motorun özelliklerini örneklerle açıklamakta ve farklı deneysel girişimlerin sonuçlarını göstermektedir. Sonuçlar, absorpsiyonlu makinenin giriş ısı derecesi 65-70 °C kadarken kabul edilebilir randımanla çalışabileceğini gösterir (Asdrubali ve Grignaffin 2005).

Arzu Şencan LiBr+LiNO<sub>3</sub>+LiI+LiCl/H<sub>2</sub>O ile çalışan çift etkili bir soğurmalı soğutma isteminin analizi konusunda 2005 yılında yaptıkları çalışmada: Soğurmalı soğutma sistemlerinin termodinamik analizi, akışkan çiftlerinin termodinamik özelliklerini hesaplayan analitik fonksiyonlardan dolayı oldukça kompleks bir işlemdir. Bu çalışma, çift etkili soğurmalı soğutma sistemlerinin verim analizine yeni bir yaklaşım önermektedir. Sistemde, ozon tabakasına zarar vermeyen LiBr + LiNO<sub>3</sub> + LiI + LiCl / H<sub>2</sub>O (mol oranları sırasıyla LiBr:LiNO<sub>3</sub>:LiI:LiCl = 5:1:1:2) akışkan çifti kullanılmıştır. Sistemin etkinliği (COP), buharlaştırıcı, soğurucu, yoğuşturucu ve ayırıcı sıcaklıklarına bağlı olarak Yapay Sinir Ağları (YSA) modeliyle tahmin edilmiştir. YSA'da, iki değişik geriye yayılım öğrenme algoritması ve logistik sigmoid transfer fonksiyonu, eğitmek için de sınırlı sayıda literatür verileri kullanılmıştır. Çalışmada; çok iyi eğitilmiş bir YSA modeliyle (R<sup>2</sup>=0,9939), sistemin etkinlik katsayısının belirlenmesi için yeni bir formülasyon türetilmiştir (Şencan 2005).

Okan Kon ile Ömer Samih Mertbaş 2005 yılında yaptıkları çalışma ile termodinamik kısılma olayında farklı çıkış hızlarında gazların sıcaklık ve basınç değişimlerini incelemişlerdir. Kısılma olayı, gaz akışkanın basıncı daha yüksek bir ortamdan, akış kesit alanını küçülten bir aralıktan, daha alçak basınçlı bir ortama akmasıdır. Kısılma olayı mühendislik uygulamalarında; Linde yöntemi ile gazların sıvılaştırılması, soğutma makinaları, buhar makinaları, cryogenic soğutma gibi pek çok alanda kullanılmaktadır. Bu çalışmada, termodinamikte Joule-Thomson etkisi olarak da

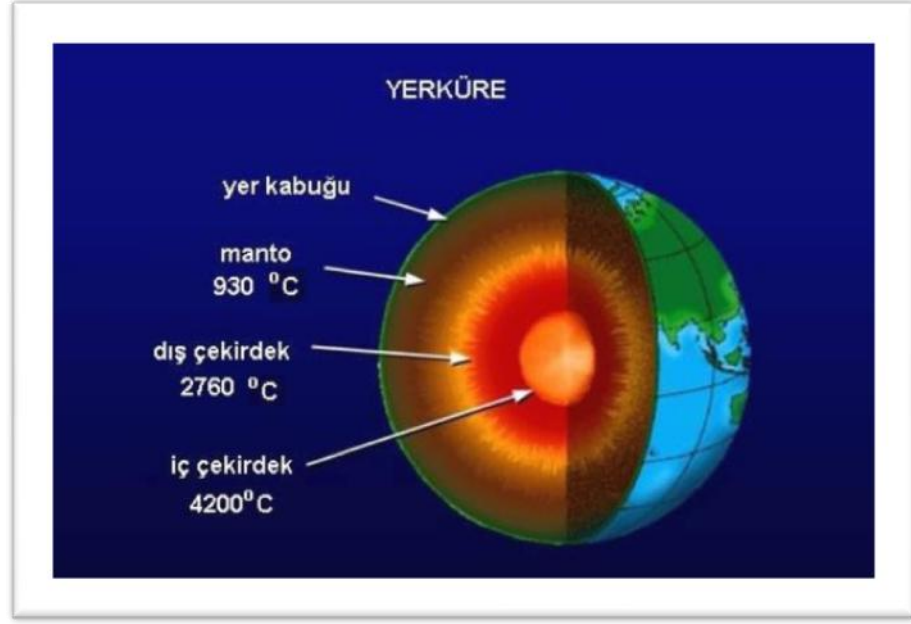
bilinen bu olayın özellikleri üzerinde durulmuş ve bu olay sonucu meydana gelen sıcaklık ve basınç değişimleri, kısılma yerinden farklı çıkış hızlarında nasıl değişeceği araştırılmıştır. Bu amaçla, kauçuk köpükle yalıtılmış bakır borular ve bu borulara bağlanan üç ayrı çaplardaki vanalardan oluşan bir deney düzeneğinde altı ayrı gaz akışkan ile gözlemler yapılmıştır. Bu gözlemler sonucu, kullanılan bakır boruların çaplarının artmasıyla birlikte kısılma yerinden çıkış hızlarının da artmasıyla daha iyi soğuma dereceleri elde edildiği görülmüştür (Kon, Mertbaş 2005).

R. Selbaş'ın 2006 yılında yaptığı "Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde absorber sıcaklığının etkisinin termodinamik ve termoeconomik analizi" konulu çalışmasında LiBr-H<sub>2</sub>O ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde absorber sıcaklığının etkisi incelenmiş ve böyle bir soğutma sistemindeki absorber, termodinamik ve termoeconomik yönden incelenmiştir. Bunun için sistem elemanının Termodinamiğin I. Kanunu analizi yapılmıştır, daha sonra ise Termodinamiğin II. Kanunu analizi uygulanarak tersinmezlikler ve ekserji kayıpları tespit edilmiştir. Son olarak sistem elemanına termoeconomik optimizasyon metodu uygulanmıştır. İncelemelerde, absorber sıcaklığı değeri sistemin değişken parametresi olarak ele alınmıştır ve optimum, absorber sıcaklıkları ile bu sıcaklıklara karşılık gelen eşanjör alanları tespit edilmiştir. Bütün analizlerde MATLAB bilgisayar programı kullanılmıştır (Selbaş 2006).

## **2.2. Jeotermal Enerji**

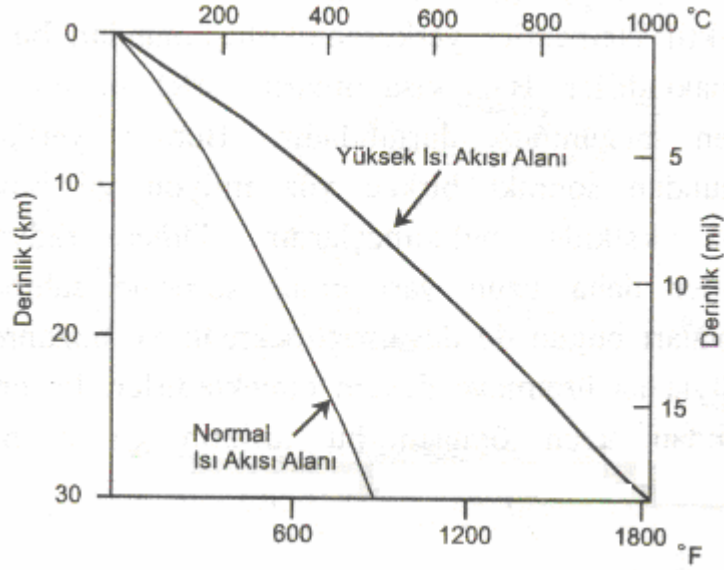
### **2.2.1 Tanımı**

Jeotermal enerji doğal bir enerji türüdür. Yenilenebilen bu enerjinin oluşumunda kullanılan ısı kaynağı, yerkabuğunun derinliklerindeki magmadır. Isı enerjisini taşıyan akışkan ise magmadan ısılan yağmur sularıdır. Yerkabuğunun derinliklerinde bulunan ısı enerjisi yüklü yağmur sularının sondajla yeryüzüne çıkarılarak insanlara yararlı bir duruma getirilmesine jeotermal enerji elde etmek denir.



Sekil 2.1. Yerkürenin iç kısımları (GEO, 2001).

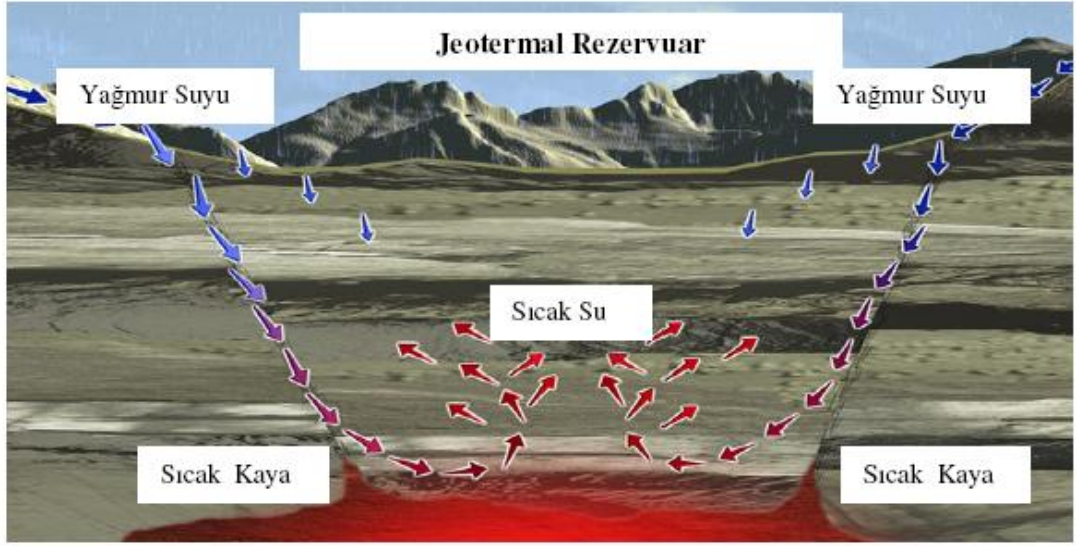
Şekil 2.1.'de yerkürenin iç kısımları gösterilmiştir. Yüzeiden yaklaşık 100 km derinliğe kadar litosfer adlı bir tabaka bulunmaktadır. Litosfer, yerkabuğu diye adlandırılan üst tabakadan ve bu yerkabuğunun altında bulunan manto adlı kısmın üst bölgesinden meydana gelmiştir. Litosfer katı kayalardan oluşur, ancak alt kısmındaki manto malzemesi yüksek sıcaklığı ve basıncı dolayısıyla çok viskoz bir sıvı gibi davranmaktadır ve gerilme altında çok yavaş bir biçimde kaymaktadır. Dış çekirdek sıvı haldeki demir-nikel-bakır karışımından, iç çekirdek ise bu metallerin katı haldeki karışımından oluşur. Sıcaklıklar; manto bölgesinde  $930\text{ }^{\circ}\text{C}$ , dış çekirdekte  $2760\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve iç çekirdekte  $4200\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dir. Yaklaşık 6400 km derinlikteki, yerküre merkezinin sıcaklığının  $4000\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu tahmin edilmektedir (Wright ve Culver, 2004). Sekil 2.2.'de sıcaklığın derinlikle artışı grafik olarak verilmiştir. Jeotermal alanın yüksek ısı akışı alanı veya normal ısı akışı alanı olmasına göre iki durum gösterilmiştir.



Şekil 2.2. Yerkabuğu içerisindeki derinlik-sıcaklık eğrisi (Wright ve Culver, 2004).

Yerkürenin iç kısımları sıcak olduğundan dışa doğru kararlı bir ısı akışı ve yüzeyden devamlı olarak uzaya ısınım ile ısı kaybı vardır. Yüzeyden 10 km derinliğe ( arama sondaj için sınır değer) kadar olan bölgedeki ısıl enerjisinin, yeterli teknolojinin var olduğu ve insanların enerji ihtiyaçlarının artmayacağı varsayılarak, tüm insanlığın ihtiyacını 6 milyon yıl karşılayabilecek kadardır. Bu ısıl enerjinin elbette tümünden faydalanabilmek mümkün değildir (Wright ve Culver, 2004).

Jeotermal akışkanın oluşumu ise, şekil 2.3'de verilmiştir. Yağış suları yer yüzeyinden alt kısımlara doğru ilerler. Geçirgen olmayan bir kayaca geldiğinde, orada birikir ve bir rezervuar oluşturur. Yerin merkezinde magma üzerindeki kayaları ısıtır. Bazen fay kırıklarından geçip yükselir. Bu ısı kaynağı sayesinde ısınan, geçirgen olmayan kayaç, biriken suyu ısıtacaktır. Böylece jeotermal kaynaklarımız oluşmaktadır. Bu kaynaklar yeryüzüne doğal olarak veya sondaj ile çıkarılır. Ancak bazı durumlarda, bu sıcak kayaların üzerinde ısıyı yer yüzeyine taşıyacak akışkan yoktur. Bu durumda, dışardan temiz su açılan kuyuya gönderilir ve orada ısınması sağlanır. Isınan su yer yüzeyine çıkar. Böylece yapay bir sirkülasyon sağlanarak ısı çekilmiş olur.



Şekil 2.3 Jeotermal akışkanın oluşumu (GEO, 2001).

4000 °C sıcaklığa sahip olan magmanın enerjisi, üst tabakaların ve yer kabuğunun, ısı iletim katsayısına bağlı olarak yeryüzüne çıkmaktadır. (2,5 x 10 kcal/yıl) Dünyanın 10 km derinliğine kadar olan bölümünde ısı enerjisi olarak depolanan miktar, günümüzdeki tüm dünya enerji tüketiminin 5 milyon katıdır. Yıllık yeryüzüne ulaşan miktar ise yaklaşık 36 milyar ton taşkömürü eşdeğerinde olup dünya enerji tüketiminin 5-7 katıdır. Düşük yoğunlukta olan bu enerji, yeryüzünün bazı bölümlerinde önemli bir potansiyel oluşturmaktadır (Güngör 2003).

### 2.2.2 Tarihçesi

Jeotermal enerjiden teknik bakımdan yararlanan ilk ülke İtalya'dır. Bunda enerji yetersizliği nedeniyle yıllarca önce yapılan girişimlerin rolü büyük olmuştur. Günümüze kadar volkanik faaliyetlere sahne olan İtalya'da sıcak su kaynaklarına çokça rastlanmaktadır. 1904 yılında jeotermal enerjiden pistonlu buhar makinesi ve dinamoyla Prens Ginori Conti tarafından İtalya'da ilk defa elektrik enerjisi elde edilmiştir. Floransa'nın güneyinde Larderello yöresi adı verilen yerdeki kaynaklardan 1952 yılında elde edilen elektrik enerjisi, İtalya toplam elektrik gücünün %6'sını oluşturmuştur (şekil

2.4). Larderolla'da bu tip enerji üretiminin iyi sonuç vermesi bu sanayinin ülkenin başka yerlerinde de kurulmasına neden olmuştur.



Şekil 2.4. Jeotermal enerjiden ilk elektrik üretimi, 1904 Larderello (foto ENEL)

Floransa kentinin yaklaşık olarak 80 km güneybatısında yer alan Tuscany'nin doğal buhar kuyuları yaklaşık 160 km<sup>2</sup>'lik elipse benzer bir alan teşkil etmektedir. Larderello dışında, Castelnuovo, Serrozzano, Lustignano, Sasso, Lago ve Monterotondo diğer önemli merkezleridir. Hem enerji hem de kimyasal madde üretimi bakımından en büyük gelişme Larderolla'da görülmüştür.

İtalya'da "saffioni" olarak isimlendirilen doğal gaz kuyuları ve "lagoni" denilen buharın yoğunlaştığı su havuzları bu bölgede asırlardan beri bilinmektedir. Ancak yöre halkı gaz kuyularını zararlı sandıklarından gereği kadar yararlanamamışlardır. 1913 yılında bir soffioniden çıkan buhar doğrudan doğruya kullanılmak üzere ilk buhar türbünü kurulmuştur. Daha sonra bu türbine 250 kW'lık elektrik jeneratörü bağlanmıştır. 1916 yılında ise, her birine 3000'er kW 'lık üç ünite daha ilave edilmiştir. 1923 yılından sonra yeni birtakım ilavelerle doğal buhar doğrudan doğruya jeneratörlere verilebilmiştir.

20. yüzyılın başlarında açılmış olan kuyuların derinlikleri 150 m'den azdır. Ortalama 2 atmosferik basınçla çıkan buharın sıcaklığı 100 °C'den 190 °C'ye kadar değişen bir değer göstermiştir. İlk buhar kuyusu Lorderello'da 1931'de açılmıştır. 270 m derinliğindeki kuyu saatte 190 ton buhar vermiştir. Ayrıca sıcaklığı 250 °C, basıncı ise 3,7 atmosfer olarak ölçülmüştür.

Jeotermal enerjiden ilk yararlanan ülkelerden biride İzlanda'dır. 1928 yılında bu ülkenin başkenti olan Reykjavik çevresindeki sıcak su kaynakları, Reykjavik'e pompalanarak bir hastaneyi ve okulun yüzme havuzunu ısıtmak için kullanılmıştır. Sonuç başarılı olunca sistem genişletilerek bütün şehre uygulanmasına karar verilmiştir. Ancak bu defa büyük bir kaynağa ihtiyaç olduğundan Reykjavik'in 16 km doğusunda bulunan Reykir'de ki bir kaynak bu iş için seçilmiştir. Dakikada yaklaşık olarak 6000 lt su veren kaynağın sıcaklığı 80°C olduğu görülmüştür. Çıkan suyun miktarını arttırmak amacıyla kuyunun derinliği 135 m'den 360 m'ye çıkarılmıştır. Projenin uygulanmasına 1939 yılında başlanmış fakat II. Dünya savaşının çıması ile yarıda kalmıştır. Yapımına 1943 yılında yeniden başlanarak aynı yıl içerisinde tamamlanmıştır.

Kuzey Amerika'da dikkate değer jeotermal enerji yörelerinden en önemlisi California'da bulunmaktadır. En tanınmış yer ise San Francisco'nun 154 km kuzeyindeki "The Geysers" ve çevresidir. Bu yörede ilk sondaj buhardan faydalanılarak elektrik elde etmek umuduyla yapılmıştır ve 60 m derinlikte 3204 mmSS buhar basıncı tespit edilmiştir. 1922 yılında açılan ikinci kuyunun 95 m derinlikte ve basınç değeri 3153 mmSS olarak bulunmuştur. 1955 yılında The Geysers'de 180 m derinlikte bir deneme kuyusu açılmış ve kayıtlara göre kuyu derinliği faylı zona kadar inmiştir. Böylece buhar çıkan faylı zonun derinliğini ölçmek mümkün olmuştur. 1880 m derinlikte temel kayaların sıcaklığı yaklaşık olarak 600 °C olarak ölçülmüştür.

Yukarıda verilen açıklamalar ışığında jeotermal enerjinin 1900'ü yıllardan sonra önem kazanmaya başladığını görmekteyiz. Bunun en büyük nedeni, o yıllarda gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerde sanayi ve teknolojinin gittikçe hızlanması ile birlikte çeşitliliğin çoğalması, enerjiye olan gereksinimin gittikçe artmasıdır. Fosil yakıtların aranması, çıkarılması ve işletilmesinin pahalı olması, tükenebilir olması ve çevre sorunu yaratması, insanoğlunu daha değişik enerji arayışına yöneltmiştir. Böylece enerji dar boğazında bulunana ülkeler, doğal enerji arayışı içine girmişlerdir. Bu doğal enerji kaynaklarından biri olan jeotermal enerji, günümüzde hem elektrik hem de elektrik dışı kullanımlarla, tümüyle olmasa da ülkelerin kısmen enerji gereksinimini karşılamaktadır.

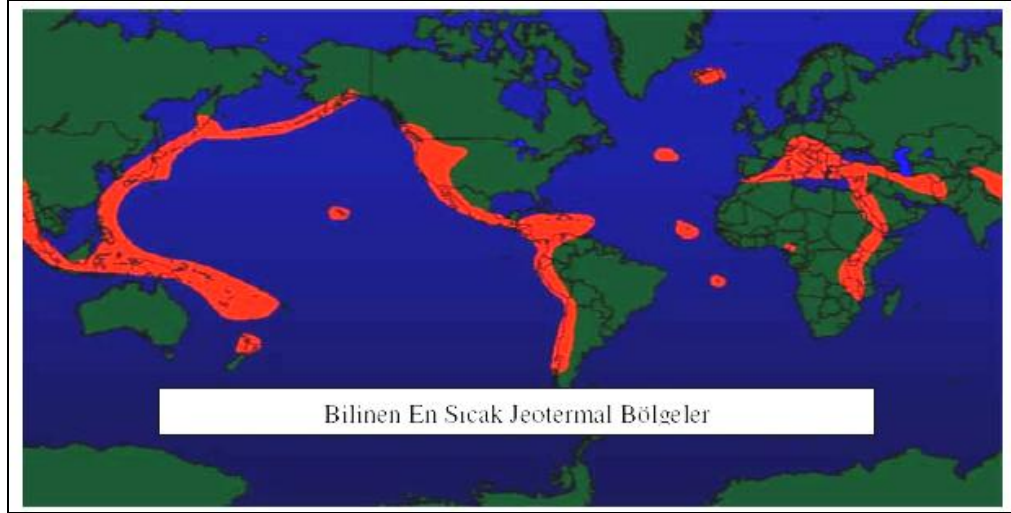
1900'ü yıllardan itibaren hemen tüm dünya ülkeleri, jeotermal enerji ile ilgili arama ve işletme çalışmalarına hızla başlamışlardır. Bunlardan öncülüğü yapan İtalya olmuş ve bu ülkeyi daha sonra İzlanda, ABD ve daha sonra Yeni Zelanda ve Japonya takip etmiştir. Bu konuda bilgi birikimine sahip olan bu ülkeler gün geçtikçe jeotermal enerjinin çok değişik kullanma biçimlerini geliştirme çabası içerisine girmişlerdir (Güney 2001).

### **2.2.3 Dünya'da Jeotermal Enerji**

Dünya'da jeotermal sistemler, levhaların çarpışması sonucu aktif kıta kenarlarında, okyanus ortası sırtlarda, aktif kıta yarıklarında (riftlerde) ve volkanik adalar üzerinde bulunur. Zayıflık zonlarına bağlı olarak, olusan tektonik ve aktif volkanik kusaklar boyunca kuzey ve güney Amerika kıtasının batı kıyılarında (Amerika, Meksika, El Salvador, Nikaragua, Kostarika, Arjantin), Akdeniz ülkelerinde (Türkiye, Yunanistan, İtalya), doğu ve güneydoğu Asya ülkelerinde (Çin, Tayland, Filipinler, Endonezya), Yeni Zelanda, Japonya, Portekiz'in Azor adalarında, Afrika kıtasında (Kenya, Etiyopya) ve İzlanda'da jeotermal kaynaklar bulunmaktadır (Arslan ve ark 2001). Dünya'da bilinen en sıcak jeotermal bölgeler, Sekil 2.5'de gösterilmiştir.



Lund, Freeston ve Boyd (2005), 1995-2000 yılları arasında jeotermal enerjinin Dünya'daki kullanımını üzerine yaptıkları araştırmaları, 2000-2005 dönemi için güncellemişlerdir. 2004 yılı sonuna kadar rapor edilen, kurulu direk kullanım kapasitesi 27825 MWt, hemen hemen 2000 yılı verilerinin iki katıdır. Yıllık artış oranı % 12,9'dur. Toplam yıllık enerji kullanımı, 261 418 TJ dır.



Şekil 2.5 Bilinen en sıcak jeotermal bölgeler (GEO, 2001).

Bu deger de, 2000 yılına göre % 40 artış olduğunu gösterir. Tablo 2.2'de ülke bazında, kurulu kapasite (MWt), yıllık enerji kullanımı (TJ/yıl ve GWh/yıl) ve kapasite faktörü verilmiştir. Bu tabloya göre, en büyük kurulu kapasite: Amerika, İsveç, Çin, İzlanda ve Türkiye'dedir. Bunların toplamı, tüm ülkelerin kurulu kapasite toplamının % 66 ve yıllık enerji kullanımının % 60'ını oluşturmaktadır. Bu veriler, Çizelge 2.1'de ülke bazında verilmiştir.

Çizelge 2.1. Jeotermal enerji direk kullanım sıralaması (Lund ve ark 2005).

Ülke	Kapasite MW <sub>t</sub>	Kullanım TJ/ yıl	Kullanım GWh/yıl	Kapasite faktörü
Arnavutluk	9,6	8,5	2,4	0,03
Cezayir	152,3	2 417	671,4	0,5
Arjantin	149,9	609,1	169,2	0,13
Ermenistan	1	15	4,2	0,48
Avusturalya	109,5	2,968	824,5	0,86
Avusturya	352	352	2 229,9	0,2
Beyaz Rusya	1	13,3	3,7	0,42
Belçika	63,9	431,2	119,8	0,21
Brezilya	360,1	6 622,4	1 839,7	0,58
Bulgaristan	109,6	1 671,5	464,3	0,48
Kanada	461	2 546	707,3	0,18
Karayip Adaları	0,1	2,8	0,8	0,89
Şili	8,7	131,1	36,4	0,48
Çin	3 687	45 373	12 604,6	0,39
Kolombiya	14,4	287	79,7	0,63
Kostarika	1	21	5,8	0,67
Hırvatistan	114	681,7	189,4	0,19
Çek Cumhuriyeti	204,5	1 220	338,9	0,19
Danimarka	812,2	4 360	1 211,2	0,17
Ekvator	5,2	102,4	28,4	0,62
Mısır	1	15	4,2	0,48
Etiyopya	1	15	4,2	0,48

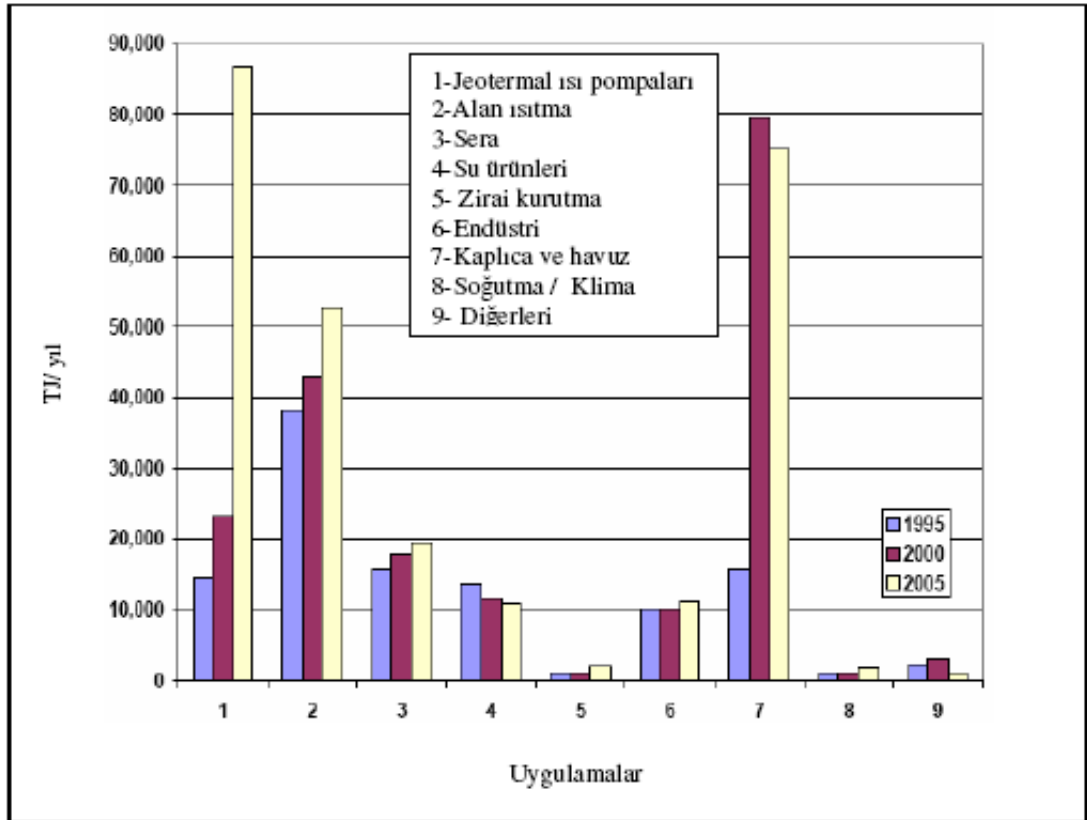
Çizelge 2.1.Devam. Jeotermal enerji direk kullanım sıralaması (Lund ve ark 2005)

Fillandiya	260	1 950	541,7	0,24
Fransa	308	5 195,7	1 443,4	0,53
Gürcistan	250	6 307	1 752,1	0,80
Almanya	504,6	2 909,8	808,3	0,18
Yunanistan	74,8	567,2	157,6	0,24
Guatemala	2,1	52,5	14,6	0,79
Honduras	0,7	17	4,7	0,77
Macaristan	694,2	7 939,8	2 205,7	0,36
İzlanda	1 791	23 813	6 615,3	0,42
Hindistan	203	1 606,3	446,2	0,25
Endonezya	2,3	42,6	11,8	0,59
Iran	30,1	752,3	209	0,79
İrlanda	20	104,1	28,9	0,17
İsrail	82,4	2 193	609,2	0,84
İtalya	606,6	7 554	2 098,5	0,39
Japonya	413,4	5 161,1	1 433,8	0,4
Ürdün	153,3	1 540	427,8	0,32
Kenya	10	79,1	22	0,25
Litvanya	21,3	458	127,2	0,68
Mekadonya	62,3	598,6	166,3	0,30
Meksika	164,7	1 931,8	536,7	0,37
Moğolistan	6,8	213,2	59,2	0,99
Nepal	2,1	51,4	14,3	0,78
Hollanda	253,5	685	190,3	0,09
Yeni Zelanda	308,1	7 086	1 968,5	0,73
Norveç	450	2 314	642,8	0,16
Papua Yeni Gine	0,1	1	0,3	0,32
Peru	2,4	49	13,6	0,65
Filipinler	3,3	39,5	11	0,38
Polonya	170,9	838,3	232,9	0,16
Portekiz	30,6	385,3	107	0,40
Romanya	145,1	2 841	789,2	0,62
Rusya	308,2	6 143,5	1 706,7	0,63
Sırbistan	88,8	2 375	659,8	0,85
Slovakya	187,7	3 034	842,8	0,51
Slovenya	48,6	712,5	197,9	0,46
İspanya	22,3	347,2	96,5	0,49
İsveç	3 840	36 000	10 000,8	0,30
İsviçre	581,6	4 229,3	1 174,9	0,23
Tayland	1,7	28,7	8	0,54
Tunus	25,4	219,1	60,9	0,27
Türkiye	1 177	19 623	5 451,3	0,53
Ukrayna	10,9	118,8	33	0,35
Birytanya Krallığı	10,2	45,6	12,7	0,14
Amerika	7 817,4	31 239	8 678,2	0,13
Venezuela	0,17	14	3,9	0,63
Vietnam	30,7	80,5	22,4	0,08
Yemen	1	15	4,2	0,48
<b>TOPLAM</b>	<b>27 824,8</b>	<b>261 418</b>	<b>72 621,9</b>	<b>0,30</b>

Çizelge 2.2. Yüz ölçüm ve nüfusa göre Dünya’da jeotermal enerji kullanım sıralaması

Kullanım TJ/yıl	Kapasite MW <sub>t</sub>	TJ/alan	TJ/nüfus	MW <sub>t</sub> /alan	MW <sub>t</sub> /nüfus
Çin	Amerika	İzlanda	İzlanda	Danimarka	İzlanda
İsveç	İsveç	İsrail	İsveç	İzlanda	İsveç
Amerika	Çin	İsviçre	Yeni Zellanda	İsviçre	Danimarka
İzlanda	İzlanda	Danimarka	Gürcistan	İsveç	Norveç
Türkiye	Türkiye	Gürcistan	Danimarka	Macaristan	İsviçre

Çizelge 2.2’de ise, ülkelerin yüzölçümleri ve nüfusları baz alındığında ilk beşe giren ülke sıralaması verilmektedir. Dünya’da jeotermal kaynakların doğrudan kullanımı, şekil 2.6’da görüldüğü gibi, sekiz ana bölüme ayrılmıştır. Ayrıca bu bölümlerin zaman içindeki artışları, 1995-2000-2005 verileri verilerek karşılaştırılmıştır. Şekil 2.6’da, özellikle son yıllarda ısı pompası uygulamaları ve alan ısıtma uygulamalarının ciddi bir ivme kazandığı görülmektedir.



Şekil 2.6. Dünya çapında enerji kullanımının karşılaştırılması 1995-2000-2005 (Lund ve ark 2005).

#### 2.2.4 Türkiyede Jeotermal Enerji

Türkiye, jeotermal potansiyel açısından dünyanın en zengin yedinci ülkesidir. Türkiye'nin jeotermal ısıtma potansiyelinin 31500 MWt (5 000 000 konut esdegeri jeotermal ısıtma) olduğu tahmin edilmektedir. Bunun anlamı, mevcut konutların % 30'unun jeotermal enerji ile ısıtılabilereğidir. Ancak, bugünün teknik ve ekonomik şartlarına göre bu potansiyel 1 000 0000 konut esdegeridir (Şimsek ve ark 2005).

Sekil 2.7'de Türkiye haritası üzerinde, jeotermal alanlar gösterilmektedir. Haritadan da grldğu gibi, ülkenin özellikle Batı Anadolu Bölgesi zengin jeotermal kaynaklara sahiptir.



Şekil 2.7. Türkiye'deki jeotermal enerji kaynakları (www.mta.gov.tr)

Türkiye’de ilk jeotermal araştırmalar, 1960’lar da Maden Teknik Arama (MTA) tarafından baslatılmıştır. Açığa çıkarılan 170 adet jeotermal alanın, % 95’i düşük-orta entalpili alanlardır, çoğunlukla doğrudan kullanıma uygundur. Doğrudan kullanımda 65 000 konut esdegeri bir jeotermal ısıtma (750 MWt) basarılmıştır. Bu deger; bölgesel ısıtma, termal, 635000  $m^2$  sera ısıtılmasını kapsar. Kaplıca amaçlı kullanım ise 327 MWt’dir. Böylece toplam kurulu kapasite 1077 MWt’dir. (Mertoglu 2005). Çizelge 2.3’de Türkiye’de mevcut bölgesel ısıtma sistemleri, konut bazında kapasiteleri, başlangıç tarihleri ve jeotermal suyun çıkış sıcaklığı verilmiştir. Bu tabloda dikkat çeken bir değer: Kırşehir’de 1800 konut, 57 °C gibi düşük bir sıcaklıkla ısıtılmaktadır.

Çizelge 2.3 Mevcut jeotermal bölgesel ısıtma sistemleri (Mertoglu, 2005).

İsim	Konut	Başlama Tarihi	Jeotermal Su Sıcaklığı (°C)
DEÜ-Kamptüs	1500	1983	115-60
Gönen	3400	1987	80
Simav	3200	1991	137
Kırşehir	1800	1994	57
Kızılcahamam	2500	1995	80
Balçova	12500	1996	137
Afyon	4500	1996	95
Kozaklı	1000	1996	90
Narlıdere	1500	1998	125
Sandıklı	3200/5000	1998	70
Diyadin	400	1999	70
Salihli	3000/24000	2002	94
Sarayköy	1500/5000	2002	140
Edremit	500/7500	2003	60

Türkiye’nin jeotermal uygulama alanlarından biri de, sera ısıtılmasıdır. Türkiye dört mevsim güneş alan bir ülke olduğundan, seracılık için uygundur. Ancak, Dünya’da 10 000 000  $m^2$  sera varken, Türkiye’de 635 000  $m^2$  sera vardır. (Şimsek ve ark. 2005). Türkiye’de kurulu jeotermal seralar, alan ve kapasite olarak Çizelge 2.4’de görülmektedir.

Çizelge 2.4 Türkiye’de kurulu jeotermal seralar (Mertoglu, 2005).

Yer	Alan m <sup>2</sup>	Kapasite (MW <sub>t</sub> )	Yer	Alan m <sup>2</sup>	Kapasite (MW <sub>t</sub> )
Şanlıurfa	106 000	24,5	Dikili	190 000	38
Simav	120 000	33	Gölemezli	1 000	0,2
Sındırgı	2 000	0,4	Seferihisar	6 000	1,06
Afyon	5 500	1,5	Bergama	2 000	0,4
Kızıldere	10 750	2,4	Germencik	500	0,1
Balçova	100 000	17,6	Edremit	49 620	8,7
Kestanbol	2 000	0,4	Ezine	1 500	0,3
Saraykent	2 000	0,6	Niksar	500	0,14
Tekkehamam	8 000	1,8	Kızılcahamam	5 000	1,45
Yalova	600	0,12	Gediz	8 500	2,1
Kozaklı	4 000	1,2	Çanakkale-Tuzla	50 000	9
*:Yük faktörü 0,6’dır.		<b>TOPLAM= ~145 MW<sub>t</sub></b>			

Bu tabloya göre: 190 000 m<sup>2</sup> alan, 38 MWt kapasite ile Dikili birinci sırada, 120 000 m<sup>2</sup> alan, 33 MWt kapasite ile Simav ikinci sırada ve 106 000 m<sup>2</sup> alan, 24,5 MWt ile Sanlıurfa üçüncü sıradadır.

Türkiye’de jeotermal uygulama alanlarından bir diğeri, elektrik üretimidir. Elektrik üretimi için yüksek entalpili alanlara ihtiyaç vardır. Ancak elektrik üretim teknolojisindeki gelişmelerle artık daha düşük entalpili alanlar da elektrik üretiminde kullanılabilir. Buna rağmen Türkiye’nin elektrik üretimi konusunda zengin kaynaklara sahip olduğu söylenemez. Türkiye’de ilk jeotermal elektrik üretim araştırmaları 1968 yılında Denizli-Kızıldere’de başlamıştır. 1974 yılında ilk pilot uygulama 0,5 Mwe kapasitede kurulmuştur. Daha sonra 1984 yılında Kızıldere jeotermal elektrik üretim tesisi 20,4 MWe kapasitede kurulmuştur. Bu santral yıllık 12-15 MWe üretmektedir. Kızıldere jeotermal alanının rezervuar sıcaklığı 242 °C’dir. Bu güç santraline daha sonra sıvı karbondioksit ve kuru buz üretim tesisi entegre edilmiştir. Bu tesisten yıllık 120 000 ton sıvı karbondioksit ve kuru buz üretilmektedir. Elektrik üretimi konusunda bir diğeri ümitli saha Aydın-Germencik jeotermal alanıdır. Bu bölgeye kurulması düşünülen elektrik santralinin, 100 MWe kapasitede olacağı tahmin edilmektedir (Mertoglu, 2005). Türkiye’de, rezervuar sıcaklığı 140 °C’nin üzerinde olan jeotermal alanlar 10 tanedir. Bunlar Çizelge 2.5 de görülmektedir. Sonuç olarak



Türkiye, günümüze kadar mevcut jeotermal potansiyelinin sadece % 3'nü kullanmıştır (Mertoglu, 2005).

Çizelge 2.5 Rezervuar sıcaklığı 140 °C'nin üzerindeki jeotermal alanlar (Mertoglu, 2005).

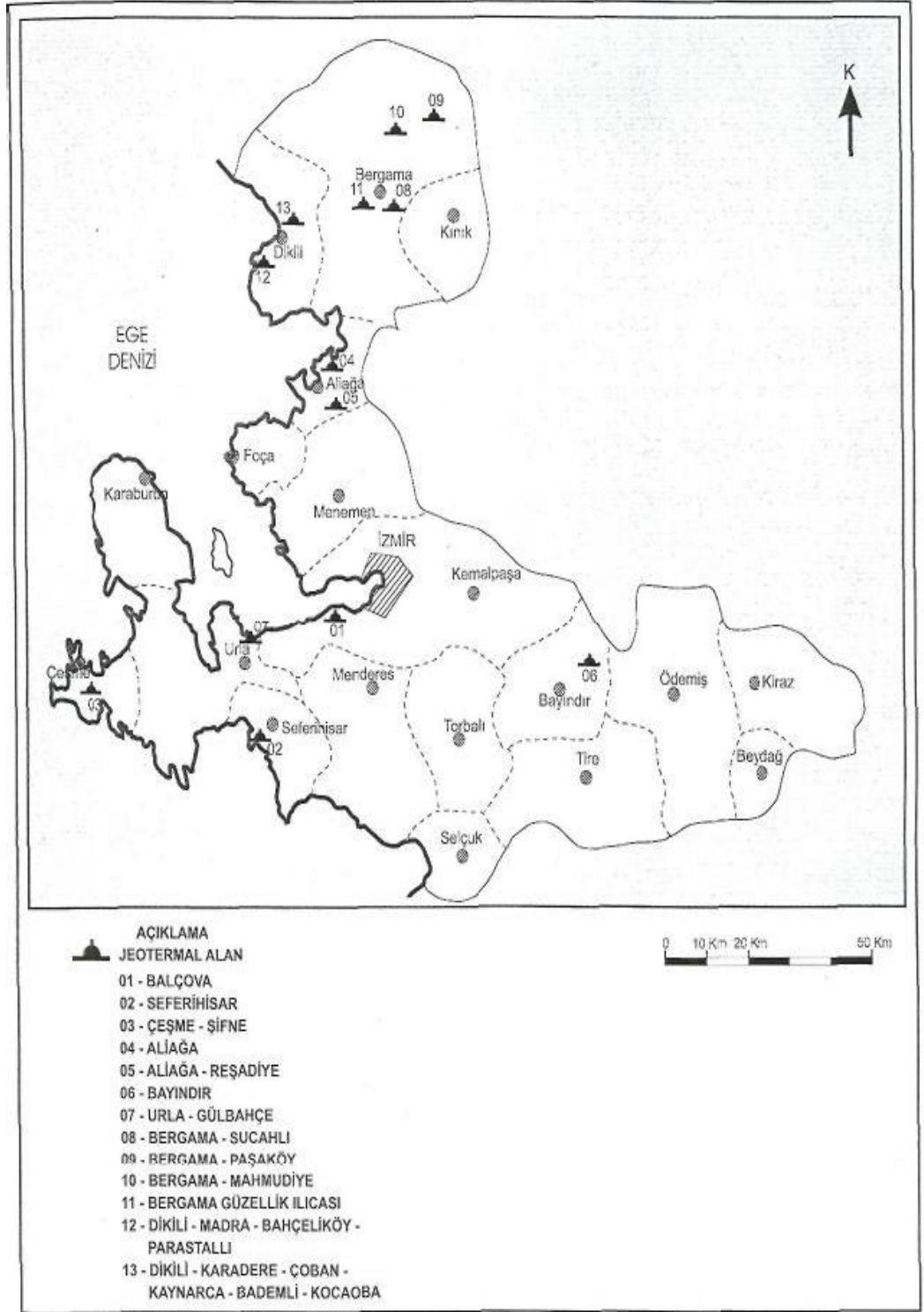
	Yer	Rezervuar Sıcaklığı (°C)
1	Denizli-Kızıldere	242
2	Aydın-Germencik-Ömerbeyli	232
3	Manisa-Salihli-Göbekli	182
4	Çanakkale-tuzla	174
5	Aydın-Salavatlı	171
6	Kütahya-Simav	162
7	Manisa-Salihli-Caferbey	150
8	İzmir-Seferihisar	153
9	İzmir-Balçova	142
10	Aydın-Yılmazköy	142

### 2.2.5 Balçova Jeotermal Alanları

Balçova jeotermal alanı İzmir şehir merkezinin 10 km batısında bulunur. Balçova jeotermal alanı ve çevresinde Üst Kretase yaşlı metakumtaşı, fillit, metakiltaşı, metadiyabaz, serpantin ve kireçtaşı gibi kayaçlardan oluşan izmir flişi bulunur. Değişik renk ve kalınlıkta olan İzmir flişi, Menderes Masifi üzerinde allokon olarak yer alır. Bu birim Seferihisar'dan Kemalpaşa-Manisa'ya kadar geniş bir alana yayılmıştır. İzmir flişinin üzerinde alanın dışında açısız uyumsuzlukla Miyosen yaşlı Yeniköy biçimlenmesi gelir. Kumtaşı, kiltası, kireçtaşı ve çakı Kaşlarından oluşan bu biçimlenme Cumaovası volkanitleri tarafından kesilmiştir. En üstte yamaç molozu ve alüvyonlar bulunur.

İzmir flişinin genel tektonik gidişi, KD-GB'dir. Agamemnon fayı I ve Agamemnon fayı II Balçova alanının etkin kırıklarındandır. Bu iki fayın kesim noktasında Balçova kaynağı oluşmuştur. Mevcut çatlakların bir kısmı kalsit ve silis dolguludur. Çatlakların gelişmesi, litarenit ve kireçtaşı gibi kayaçlarda rezervuar gelişmesine yardımcı olmuştur. Tektonik etkinliğin iyi olmasına rağmen mevcut kayaçların litolojik

özelliklerinden dolayı porozite (gözeneklilik) ve permeabilite (geçirgenlik) çok iyi gelişmiş değildir (Akkuş ve ark. 2005). Şekil 2.8'de İzmir ilindeki jeotermal alanlar görülmektedir.



Şekil 2.8 İzmir ili jeotermal alanları (Wikipedia).

Balçova kaplıcalarında sıcak suların geniş bir kullanım alanı vardır. Bölgede yapılan jeolojik etütler sonucu belirlenen lokasyonlarda 1963 yılından başlayarak günümüze kadar çok sayıda sondaj yapılmıştır (Çizelge 2.6).

Çizelge 2.6 Balçova bölgesinde açılmış olan jeotermal kuyular (Akkuş ve ark. 2005)

Kuyu No	Tarih	Derinlik (m)	Sıcaklık (°C)	Debi (l/s)	Üretim şekli	Isı Üretimi
S-1	1963	40	124	27	P	
S-2	1963	73.5	102	11	P	
S-3A	1963	140	101	1.25	P	
B-1	1982	104	115	-		Kuyu içi eşanjörlü
B-2	1983	150	113	-		Kuyu içi eşanjörlü
B-3	1983	160	112			Kuyu içi eşanjörlü
B-4	1983	125	112			Kuyu içi eşanjörlü
N-1	1997	150	95	2	P	
ND-1	1996	800	106.6	5,5	P	
B-5	1983	108.5	114			Kuyu içi eşanjörlü
B-6	1983	150	93			Kuyu içi eşanjörlü
B-7	1983	120	115	-	-	Kuyu içi eşanjörlü
B-8	1983	250	93	-	-	Kuyu içi eşanjörlü
B-9	1983	48.5	122	-	-	Kuyu içi eşanjörlü
B-10	1989	125	114	-	-	Kuyu içi eşanjörlü
B-11	1989	125	109	-	-	Kuyu içi eşanjörlü
BTF-1	1989	121	101.8	2	P	
BTF-2	1990	116.5	80	2.5	P	
BTF-3	1990	100	98	11	A	
BTF-4	1990	112.5	116	2	P	
EMEK-84	1990	80	60	2.8	P	
BD-1	1994	564	140	10	P	
BD-2	1995	677	133	35	A	
BD-3	1995	750	137	20	P	
BD-4	1998	624	131	25	A	
BD-5	1998	1100	91	10	P	
BD-6	1999	606	98,7	20	A	
BD-7	1999	700	98,7	15	P	
BD-8	2002	630	128	55	A	
BD-9	2003	772	136	50	P	
BD-10	2004	750	87,1	35	P	

### 2.2.6 Jeotermal Enerjinin Sınıflandırılması

Jeotermal sistemler ve rezervuarlar; rezervuar sıcaklığı, akışkan debisi, fiziksel durumu, doğası ve jeolojik yerleşimi gibi özelliklerine göre sınıflandırılırlar. Örneğin jeotermal rezervuarda 1 km derinlikteki sıcaklığa bağlı olarak sistemleri iki gruba ayırmak olasıdır (Bovardsson 1961).

1. Rezervuar sıcaklığının 150 °C'den düşük olduğu düşük sıcaklıklı sistemler; bu tür sistemler genelde yeryüzüne ulaşmış doğal sıcak su veya kaynar çıkışlar gösterirler.
2. Rezervuar sıcaklığının 200 °C'den daha yüksek olduğu yüksek sıcaklıklı sistemler; bu tür sistemler ise, buhar, kaynayan çamur göletleri ve alttere olmuş yeraltı formasyonları ile bilinirler.

Sistemleri sıcaklıklarına olduğu gibi entalpilerine göre de düşük entalpili ve yüksek entalpili sistemler olarak iki gruba ayırmak olasıdır. 190 °C'deki entalpi olan 800 kJ/kg'den düşük entalpili sistemler "düşük entalpili sistemler" olarak, entalpisi 800 kJ/kg'dan daha yüksek olanlar ise "yüksek entalpili sistemler" olarak tanımlanabilirler.

Jeotermal sistemler sınıflandırılırken sistemin fiziksel durumuna bağlı olarak yapılan sınıflandırma literatürde daha fazla rağbet görmektedir. Bu yaklaşıma göre 3 farklı rezervuar durumu tanımlanmaktadır:

1. Sıvının etken olduğu jeotermal rezervuarlar; Rezervuardaki basınç koşullarında su sıcaklığının buharlaşma sıcaklığından daha düşük olduğu rezervuarları tanımlamakta kullanılır. Rezervuar basıncını sıvı su fazı kontrol etmektedir. Bu tür rezervuarlarda özellikle basıncın düşük olduğu üretim kuyularında su buharına rastlamak olasıdır.
2. İki fazlı jeotermal rezervuarlar; Rezervuarda sıvı su ve su buharı birlikte bulunmaktadır ve rezervuar basıncı ve sıcaklığı suyun buhar basıncı eğrisini izler.

3. Buharın etken olduğu jeotermal rezervuarlar; Rezervuar basıncındaki akışkan sıcaklığının suyun buhar basıncı eğrisi sıcaklığından daha yüksek olması durumunda bu tür rezervuarlar oluşurlar. Rezervuardaki basıncı su buharı fazı kontrol etmektedir.

Jeotermal sistemlerin ve rezervuarların içinde fiziksel durum yere bağılı olarak değişiklik gösterebilir ve rezervuarlar zamanla durum değişikliği de gösterebilirler. Örneğin sıvının etken olduğu bir rezervuar, üretim sonucu oluşan basınç düşümünden dolayı zamanla iki fazlı bir jeotermal rezervuar durumuna dönüşebilir.

Rezervuar içinde buhar (veya rezervuardaki suyun yeterli oranda çözünmüş  $CO_2$  içermesi durumunda gaz) başlığı oluşabilir. Düşük sıcaklıklı sistemler genelde sıvının etken olduğu sistemler tanımına girerken, yüksek sıcaklıklı sistemler ise üç gruba da girebilir.

Türkiye’de buharın etken olduğu rezervuar keşfedilmemiştir. Tümü sıvının etken olduğu rezervuarlar grubundandır. Kütleli olarak %1,5 kadar  $CO_2$  içeren Kızıldere jeotermal rezervuarı başlangıçta sıvının etken olduğu bir rezervuar davranışı gösterirken, yapılan üretim sonucu oluşan rezervuar basıncının sıvı su-  $CO_2$  sistemi için geçerli buharlaşma (veya gazlaşma) basıncındaki daha düşük düzeylere inmesinden dolayı, rezervuar şu anda iki fazlı jeotermal rezervuar davranışı göstermektedir. Dünyada buharın etken olduğu jeotermal rezervuarlar olarak A.B.D’deki Geysers sahası ve İtalya’daki Larderello sahası örnek olarak verilebilir .

Jeotermal sistemler ayrıca doğal durumuna ve jeolojik durumuna bağılı olarak da sınıflandırılmaktadır (Axelsson 2000).

1. Volkanik sistemler; Volkanik etkinlikle ilişkilendirilen sistemlerdir. Isı kaynağı magma veya yükseltilerdir. Geçirgen çatlaklar ve fay zonları volkanik sistemlerde suyun akışını kontrol ederler.

2. Taşınım sistemleri; Düşey ısı akışı değerlerinin yüksek olduğu tektonik olarak aktif bölgelerde sıcak kabuğun ısı kaynağı olduğu sistemlerdir. Düşey çatlak ve fayların bulunduğu ortamlarda jeotermal su 1 km'den daha derinlere indikten sonra aşağıdaki kayalardan ısı almakta ve daha sonra yükselerek taşınım sistemlerini oluşturmaktadır.
3. Sedimanter sistemler; 1 km'den daha derin yerlerde geçirgen sedimanter tabakalarda oluşan, ısı taşınımından çok iletimin doğal olarak etken olduğu ve bazı durumlarda fayları da içeren sistemlerdir.

Sıcak kuru kayaç sistemleri; Volkanizma veya anormal yüksek ısı akışı sonucu oluşmuş kayaç hacimleridir ve geçirimsiz özelliği olan sistemlerdir. Geçirgen olmadığından ve akışkan içermediğinden normal jeotermal rezervuarlar gibi işletilmezler. Yapay çatlaklar açılarak yine yapay bir rezervuar oluşturma yöntemiyle işletilmesi henüz araştırma aşamasındadır. Türkiye'de bilinen ve işletilen sahaların tektonik olarak aktif bölgelerdeki taşınım sistemleri olduğu söylenebilir. Batı Anadolu Bölgesinde volkanik sistemlerin varlığı tahmin edilmekle beraber, bugüne kadar yapılan araştırmalar sonucunda henüz ekonomik olarak işletilebilir bir saha bulunamamıştır.

### **2.2.7 Kullanım Alanları**

Jeotermal alanların, sıcaklıklarına göre kullanım alanları da değişmektedir. Bu nedenle bu bölgeler, entalpilerine veya sıcaklıklarına göre sınıflandırılmaktadır. Bu sınıflandırmada alınan sınır değerleri farklılık gösterebilmektedir. Wright ve Culver (2004), jeotermal kaynakları sıcaklıklarına göre üçe ayırır:

$T < 90$  °C Düşük sıcaklık

$90^{\circ}\text{C} < T < 150$  °C Orta sıcaklık

$T > 150$  °C Yüksek sıcaklık

Jeotermal enerjinin 20 °C ve üzeri sıcaklıklardan çok geniş alanlarda yararlanılmaktadır. Bu farklı sıcaklıklardan yararlanılabilmesi, tesislerinde tek amaçlı değil, entegre kurulmasına imkan verir. Örneğin, Denizli-Kızıldere'de elektrik üretiminin yanı sıra, sıvı karbondioksit ve kuru buz üretilmektedir.

Jeotermal akışkan, önemli ölçüde elektrik ve ısı enerjisi eldesinde kullanılmaktadır. Ayrıca, tropikal bitki ve balık yetiştirilmesinde, hayvan çiftliklerinin ve cadde ve havaalanı pistlerinin ısıtılmasında, yüzme havuzu, termal tedavi merkezleri ve diğer turistik tesislerde de yararlanılmaktadır.

Bunların yanında, yiyeceklerin kurutulması ve sterilizasyonunda, konservecilikte, kerestecilik ve ağaç kaplama sanayiinde, kağıt ve dokuma endüstrisinde ağartma maddesi olarak, derilerin kurutulması ve işlenmesinde, şeker, ilaç, pastörize süt fabrikalarında, soğutma tesislerinde kullanılmaktadır. Ayrıca, akışkanın içinden kimyasal maddeler elde edilebilmektedir (Lumd ve ark 2007).

#### Isıtma :

Düşük sıcaklıklı jeotermal akışkanlar doğrudan ısıtmacılıkta kullanılmaktadır. Ayrıca, ısı pompaları yardımıyla suların sıcaklığı 5 °C 'ye düşüncüye kadar akışkandan yararlanılabilmektedir. Şöyle ki :

- a. 40 °C 'den fazla sıcaklıktaki jeotermal akışkanlardan 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),
- b. Seraların ısıtılması ile turfanda sebzeçilik, meyvecilik, çiçekçilik yapılmakta ve dünyadaki jeotermal doğrudan kullanım değerin önemli bir bölümü sera ısıtma amaçlı kullanılmaktadır. Macaristan, İtalya, Türkiye, ABD, Japonya, Meksika, Doğu Avrupa Ülkeleri, Yeni Zelanda ve İzlanda'da 30 °C'den fazla sıcaklıktaki akışkan kullanılarak seraların ısıtılmasında,
- c. Tropikal bitki (Japonya) ve balık (Japonya'da timsah yetiştiriciliği dahil) yetiştirilmesinde (Filipinler, Çin, İzlanda),

- d. Tavuk ve hayvan çiftliklerinin ısıtılmasında (Japonya, ABD, Yeni Zelanda, Macaristan, B.D.T),
- e. Toprak, cadde, havaalanı pistlerinin (Sibirya) vb. ısıtılmasında
- f. Yüzme havuzu, termal tedavi ve diğer turistik tesislerde (İtalya, Japonya, ABD, İzlanda, Türkiye, Çin, Endonezya, Yeni Zelanda, Arjantin, Doğu Avrupa Ülkeleri, B.D.T) kullanılmaktadır

#### Endüstriyel Uygulamalar :

Jeotermal akışkan endüstriyel uygulamalar çerçevesinde;

- a. Yiyeceklerin kurutulmasında (balık, yosun vb.) ve sterilize edilmesinde, konservecilikte (Japonya, ABD, İzlanda, Filipinler, Yeni Zelanda, Tayland),
- b. Kerestecilikte ve ağaç kaplama sanayiinde (Yeni Zelanda, Meksika, B.D.T),
- c. Kağıt (Yeni Zelanda, İzlanda, Japonya, Çin, B.D.T), dokuma ve boyamacılıkta (Yeni Zelanda, İzlanda, Çin ve B.D.T),
- d. Derilerin kurutulması ve işlenmesinde (Japonya vb.),
- e. Bira ve benzeri endüstrilerde mayalama ve damıtma (Japonya),
- f. Soğutma tesislerinde (İtalya, Meksika) ve
- g. Beton blok kurutulmasında (Meksika) kullanılmaktadır. Ayrıca, bunlara
- h. Soğutularak içme suyu olarak kullanımını (Macaristan, B.D.T, Tunus, Cezayir)
- ı. Yıkama amaçlı olarak çamaşırhanelerde kullanımını (Japonya) ilave etmek gerekir.

#### Kimyasal Madde Üretimi :

Kimyasal madde üretimi çerçevesinde;

- a. Jeotermal akışkan borik asit, amonyum bikarbonat, ağır su (döteryum oksit:  $D_2O$ ), amonyum sülfat, potasyum klorür vb. kimyasal maddelerin elde edilmesinde (İtalya, ABD, Japonya, Filipinler, Meksika),
- b. Jeotermal akışkandaki  $CO_2$  'den kuru buz elde edilmesinde kullanılmaktadır (ABD, Türkiye) (Anonim 1993).

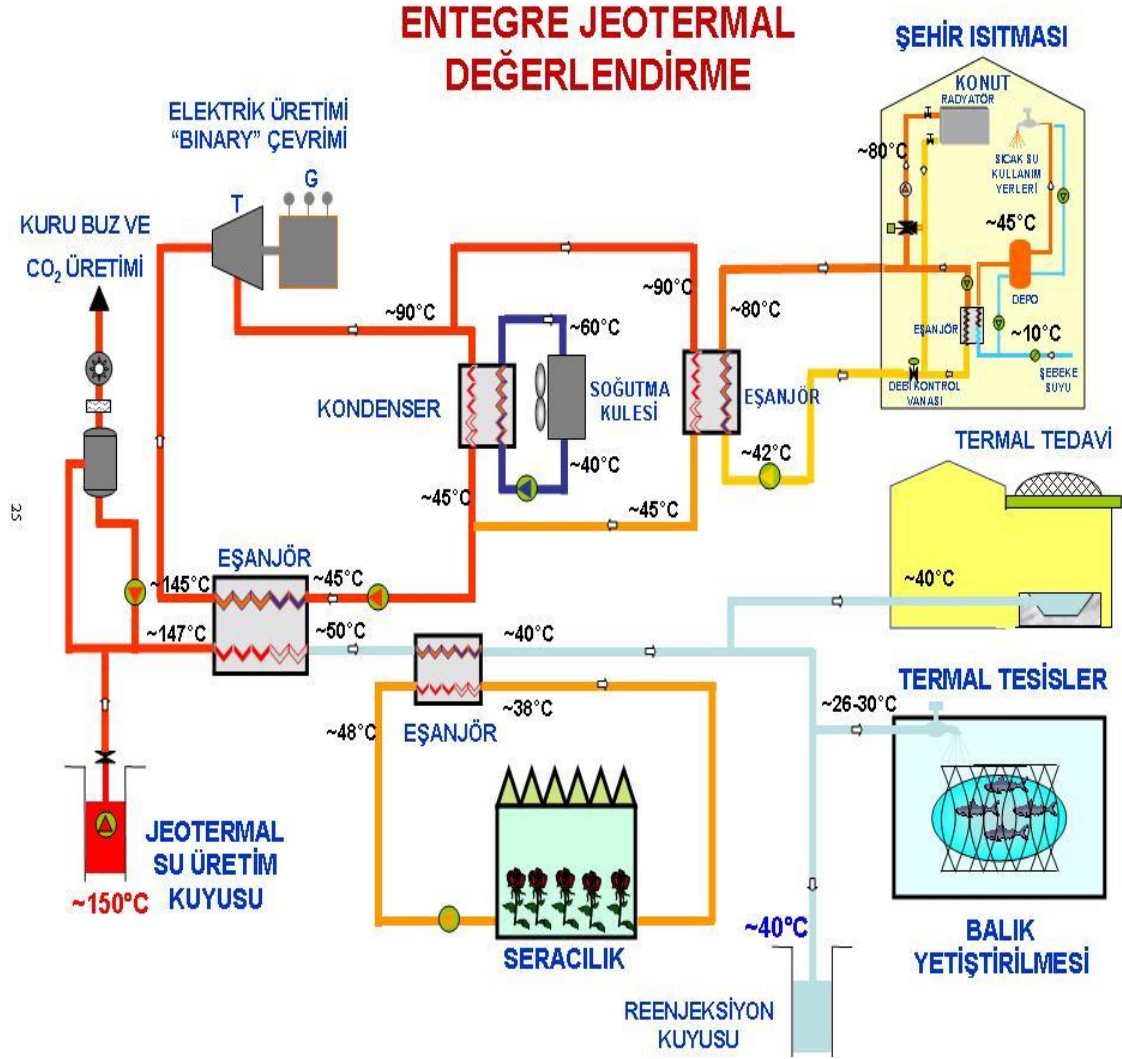


Lindal diyagramı, diyagrama adını veren izlandalı mühendis tarafından jeotermal sıcaklık aralıklarında kullanım alanlarını gruplandırmak için kullanılmıştır. Bu diyagram incelendiğinde normalde soğutma ve endüstriyel uygulamalar için 100 °C üstü bir sıcaklığa ihtiyaç olduğu görülmektedir (Çizelge 2.7).

Çizelge 2.7. Jeotermal akışkan sıcaklıklarına göre kullanım alanları (Lindal Diyagram)

ISI (°C)	Kullanım Alanı	Elektrik Üretimi	Isıtma
180	Yüksek konsantrasyon solüsyonun buharlaşması, amonyum absorpsiyonu ile soğutma	+	
170	Hidrojen sülfid yoluyla ağır su eldesi, Diyatomitlerin kurutulması	+	
160	Kereste, balık vb. yiyeceklerin kurutulması	+	
150	Bayer's yoluyla alüminyum eldesi	+	
140	Çiftlik ürünlerinin kurutulması		+
130	Şeker endüstrisi, tuz eldesi		+
120	Temiz su eldesi, tuzluluk oranının artırılması		+
110	Çimento kurutulması		+
100	Organik maddeleri kurutma (Yosun , et ,sebze vb.) Yün yıkama ve kurutma		+
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, fermentasyon, damıtma, sağlık tesisleri		+
20	Balık çiftlikleri		+

Yüksek sıcaklığa sahip bir jeotermal kaynaktan aynı anda çeşitli şekillerde faydalanılabilmektedir. Jeotermal kaynağın bulunduğu bölgeye göre yapılacak yatırımın çok daha verimli hale gelmesine yardımcı olur. Şekil 2.9 da böyle bir uygulama görülmektedir.



Şekil 2.9 Jeotermal enerji entegre tesisleri.

## **2.3. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri**

### **2.3.1. Soğutma sistemlerinin sınıflandırılması**

Soğutma sistemleri açık çevrim ve kapalı çevrim olarak ikiye ayrılır. Termodinamikten bilindiği gibi başlangıç durumuna dönmeyen işleme açık çevrim denir. Örneğin suyun hava içinde buharlaştırılması, eriyik teşkili, basınçlı gazların genişletilmesi sonucu soğuma elde edilmesi açık değişim şeklinde olur ve soğutucu akışkan tüketilinceye kadar soğutma olayı devam eder. Suyun buharlaşarak hava içinde difüzyonu suretiyle havanın soğutulması veya serinletme iklimlendirme tekniğinin konusudur (Güney 2001).

#### **2.3.1.1 Açık Çevrim**

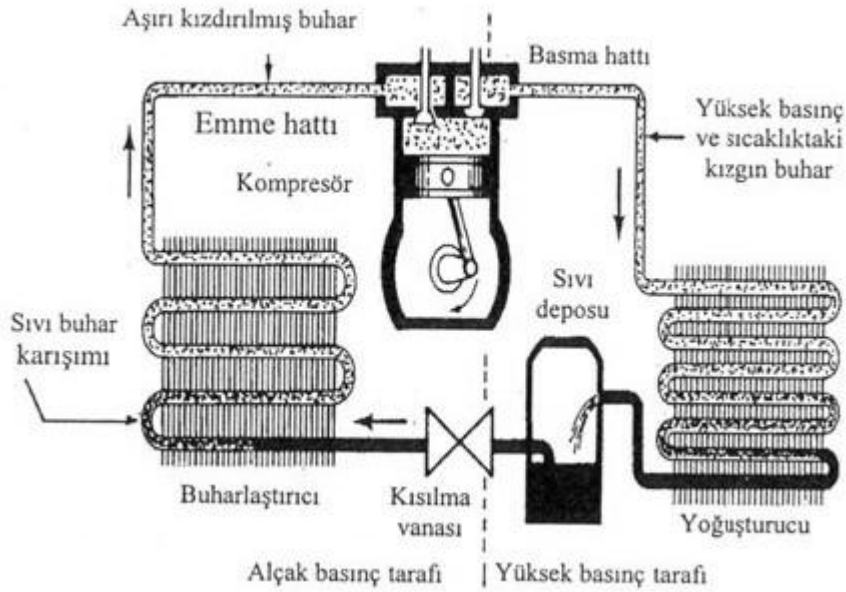
- Eriyik teşkili
- Gazların genişleterek sıvılaştırılması
- Suyun hava içinde buharlaşması

#### **2.3.1.2 Kapalı Çevrim**

- Soğuk hava makinesi
- Sıvı buharlaşmalı makine
- Buhar ile çalışan ejektörlü soğutma makinesi
- Gazların merkez kaç alanda genişlemesi (Hilsc'in girdap borusu)
- Absorpsiyonlu soğutma

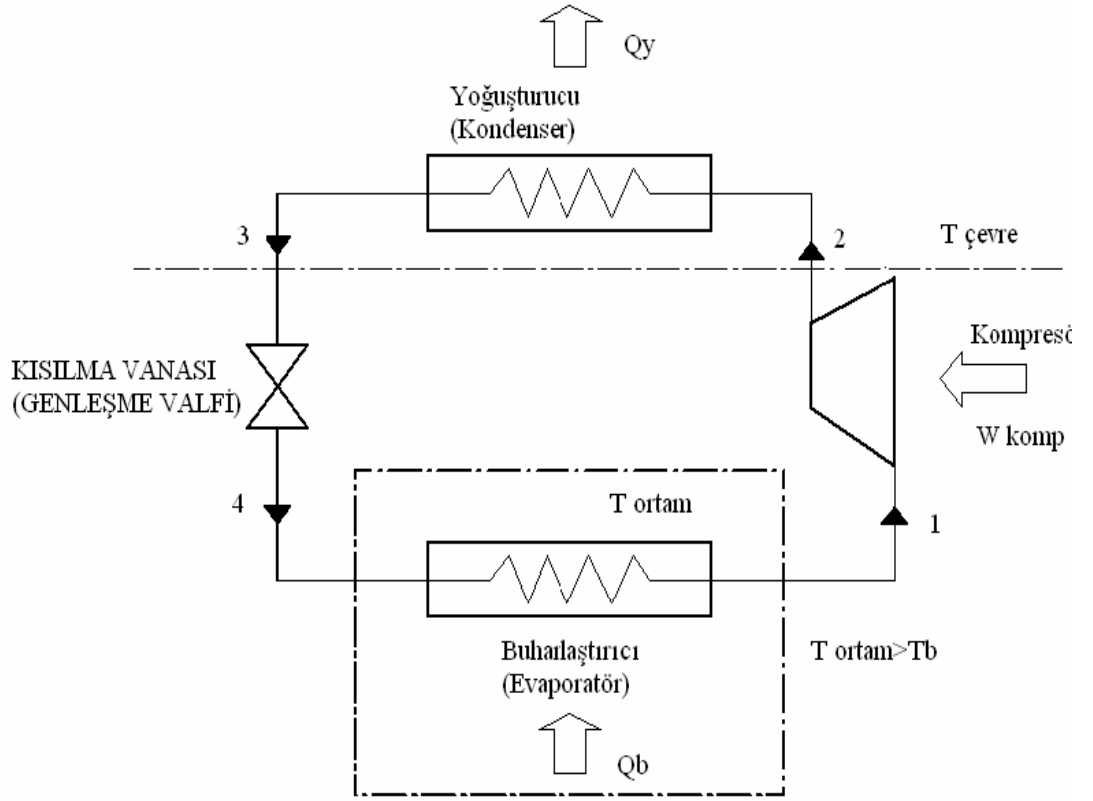
### 2.3.2. Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi

Buhar sıkıştırırmalı mekanik bir soğutma çevriminde iki ana bölüm mevcuttur (Şekil 2.10 ve 2.11). Bu iki bölüm, alçak ve yüksek basınç tarafı olarak adlandırılır. Alçak ve yüksek basınç taraflarından oluşan soğutma çevrimi dört ana elmandan oluşmaktadır. Bu elamanlar sırasıyla; kompresör, yoğuşturucu (kondenser), buharlaştırıcı (evaporatör) ve kısılma vanası (genleşme valfi)'dir. Bu dört elmandan birinin eksik olması halinde soğutma çevrimi oluşamaz (İncili 2006).



Şekil 2.10. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi

Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sisteminde; kompresörde yüksek basınca sıkıştırılan soğutucu akışkan kızgın buhar halde yoğuşturucuya gönderilir. Burada, çevreye ısı vererek yoğuşan soğutucu akışkan, kısılma vanasında alçak basınca kısılarak ıslak buhar halinde kompresör tarafından emilir. Böylece çevrim sürekli olarak tekrarlanır. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi aşağıdaki şematik diyagramda görülmektedir. Soğutucu akışkanın peşpeşe bu işlemlerden geçmesi, soğutma çevrimi olarak adlandırılmaktadır (İncili 2006).

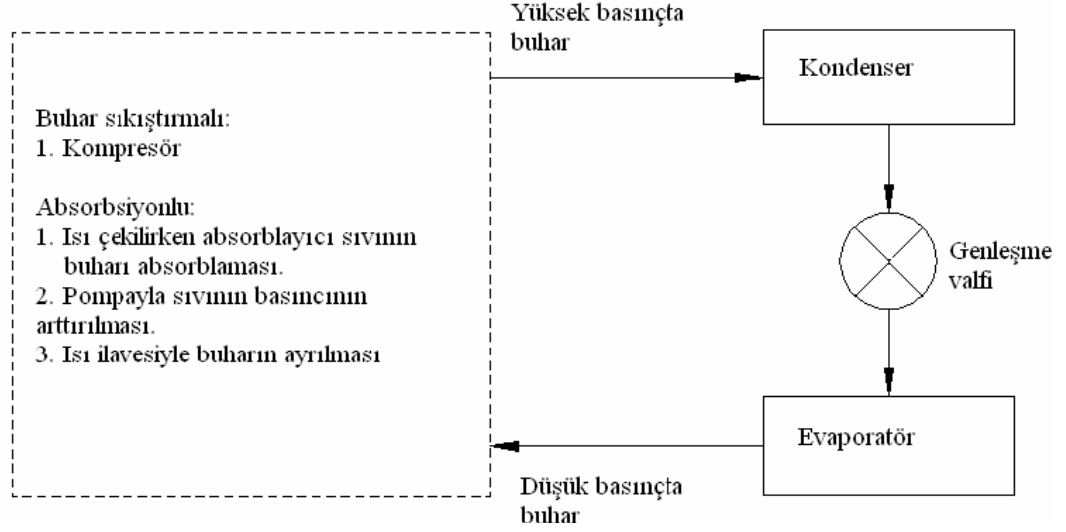


Şekil 2.11. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevriminin şematik gösterimi

### 2.3.3. Absorbsiyonlu ve Buhar Sıkıştırımlı Çevrim İlişkisi

Absorbsiyonlu soğutma çevrimi ile buhar sıkıştırma çevrim karşılaştırıldığında birçok benzerlik göze çarpmaktadır (Şekil 2.12). Bütün soğutma sistemlerinde yoğuşturucu, genleşme valfi ve buharlaştırıcı bulunur. Buhar sıkıştırma soğutma çevriminde evaporatörden gelen düşük basınçlı soğutkan buharı, yüksek basınca bir kompresör yardımıyla getirilir. Absorbsiyonlu soğutma çevriminde ise evaporatörden gelen düşük basınçlı soğutkan buharı önce uygun bir absorblayıcı sıvı tarafından absorblanır. Absorblama işlemi buharın sıvıya geçişidir. Bunun için bu işlem boyunca ısı çekilmelidir. Daha sonra bir pompayla sıvı ve soğutkan karışımının basıncı arttırılır. Son olarak da sağlanan ısı ilavesiyle absorblayıcı sıvıdan soğutkan buharı ayrılır. Mekanik buhar sıkıştırımlı sistemlerde kompresörü çalıştırmak için gerekli olan enerji kıymetli ve pahalıdır. Buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde sıkıştırılan buhar hacmi

oldukça büyük olduğundan kompresyonu gerçekleştirebilmek için çok miktarda kompresyon işine gerek vardır (İlbiği 2003).



Şekil 2.12 Basit absorpsiyonlu ve mekanik buhar sıkıştırımlı çevrim

#### 2.3.4. Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

Absorpsiyonlu soğutma çevrimi buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine oldukça benzer. Soğutma yükü soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda buharlaşmasıyla karşılanır. Buhar sıkıştırımlı çevrimdeki mekanik işlemin yerini, absorpsiyonlu soğutma sisteminde fiziko kimyasal işlemler almıştır. Buhar sıkıştırımlı çevrimdeki kompresör yerini, absorpsiyonlu sistemlerde termik kompresör adı verilen absorber kaynatıcı çifti almaktadır (İncili 2006).

Şekil 2.12 'de gösterildiği gibi basit bir absorpsiyonlu soğutma sistemi buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine benzemesine karşılık kompresörün yerini absorber, pompa ve jeneratör almıştır. Soğutkan ve soğutucu karışımı eriyik bu elemanlar içerisinde dolaşır. Soğutkan ise yalnızca kondenser, genleşme valfi ve evaporatörde dolaşır. Isı, jeneratörde sıvı eriyiğine transfer edilerek soğutkan buharı karışımından ayrılır. Absorberde ise bu olayın tersi olur (İlbiği 2003). Genel olarak absorpsiyon

prensibi, karşılıklı çözünürlüğü olan maddelerin yüksek sıcaklıklarda daha az, düşük sıcaklıklarda ise daha fazla çözünür olmasıdır.

Kompresörlü sistemlerde soğutucu akışkan olarak freon gazları kullanılır. Absorbsiyonlu sistemlerde ise iki akışkan çiftinden oluşan solüsyon, LiBr-Su ve Amonyak-Su solüsyonları kullanılır. Bu solüsyonların birincisinde LiBr absorbent su ise soğutucu akışkandır. İkincisinde ise su absorbent, amonyak soğutucu akışkandır.

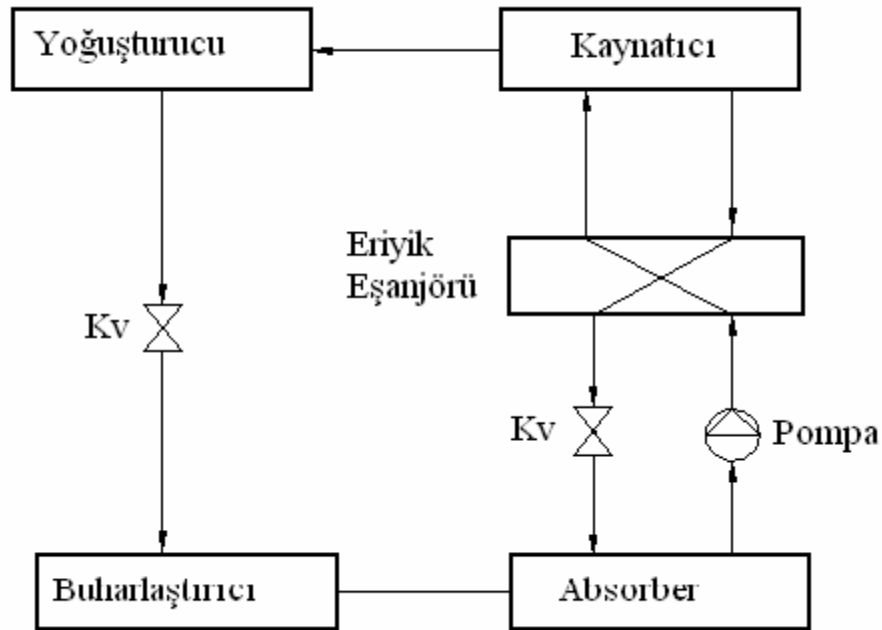
Absorbsiyonlu soğutma sistemini meydana getiren başlıca elemanlar; kaynatıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, absorber ve sıvı ısı değiştirici (ekonomizer) olarak tanımlanır. Soğutucu akışkan soğutma sisteminin her tarafında dolaşır. Yutucu akışkan ise sadece kaynatıcı, absorber ve ısı değiştirici arasında dolaşır.

*Absorbsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibi şöyledir:*

Absorberden çıkıp bir pompa vasıtasıyla ısı değiştiricisinden geçerek ısınan LiBr bakımından fakir eriyik kaynatıcıya gelir. Burada dışarıdan verilen ısıyla (sıcak su, buhar, doğal gaz veya LPG gibi yakıtların yakılması sonucu soğutucu akışkan tamamen buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak kaynatıcıyı terk eden soğutucu buharı, yoğuşturucuya girer. Kaynatıcıda eriyik içinden soğutucu buharının ayrılmasıyla LiBr bakımından zenginleşen eriyik (zengin eriyik) ısı değiştiricisinden geçip fakir eriyiğe ısı verdikten sonra absorbere geri döner. Kaynatıcıdan buharlaşarak yoğuşturucuya giren soğutucu buharı burada yoğuşarak dışarıya ısı atar. Yoğuşma basıncı, izafi olarak buharlaşma basıncından yüksektir. Her iki basınç mutlak olarak atmosfer basıncının altındadır. Basınç kayıpları düşünülmezse, kaynatıcı yoğuşturucu basıncında, absorber ise buharlaştırıcı basıncındadır. Yoğuşturucuda tamamen yoğuşmuş olarak çıkan soğutucu akışkan izafi olarak düşük basınçta çalışan buharlaştırıcıya girmeden evvel bir kısma vanasından geçirilir. Buharlaştırıcıya kısılarak giren soğutucu akışkan burada buharlaşarak gerekli soğutma yükünü ortamdan çeker. Buharlaştırıcıdan kızgın veya doymuş halde çıkan soğutucu buharı absorbere girer. Absorberde, ısı değiştiricisinden geçip ısı verdikten sonra bir kısma vanasından absorber basıncına kısılan zengin eriyik,

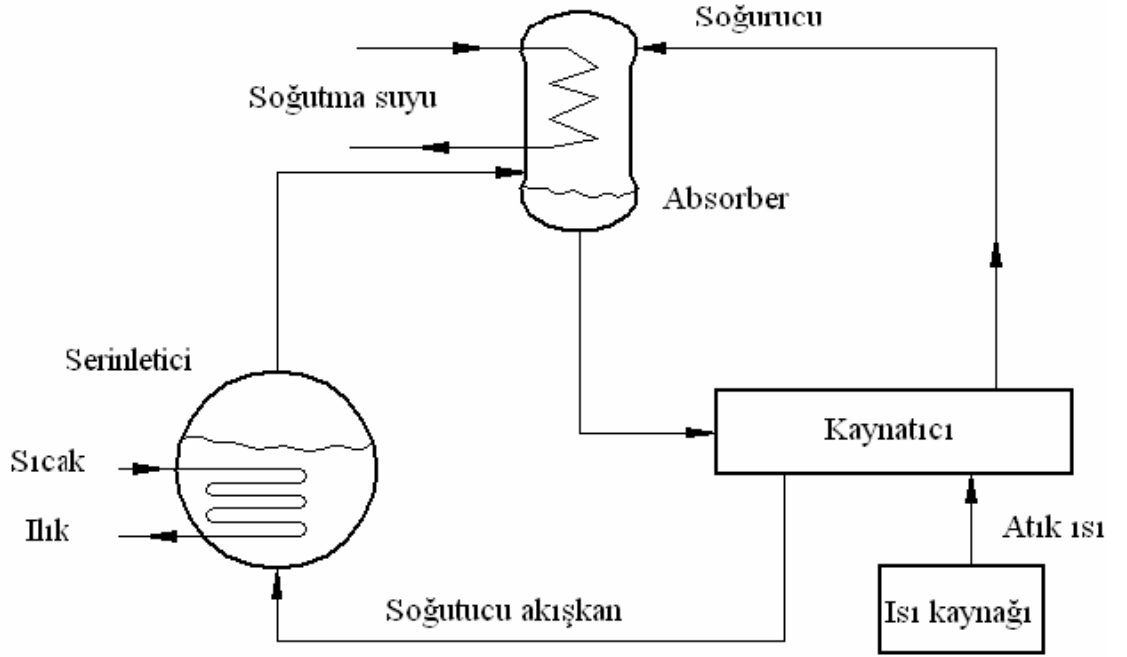
buharlaştırıcıdan gelen soğutucu buharını yutar. İşlem esnasında ısı açığa çıkar. Yutma işleminin gerçekleşmesi için açığa çıkan ısının absorberden atılması gerekir. Absorber içinde tekrar fakir hale gelen eriyik bir pompa vasıtasıyla tekrar kaynatıcıya gönderilir. Isı kayıplarını azaltmak için absorberden kaynatıcıya gönderilen fakir eriyik kaynatıcıdan dönen zengin eriyik tarafından bir ısı değiştiricisinde ısıtılır. Pompaya verilen küçük bir enerji haricinde absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışması için dış bir mekanik enerjiye ihtiyaç yoktur. Kaynatıcıda verilen ısı enerjisiyle sistem çalışır.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, soğutucu akışkan iki kere buharlaştırılıp yoğuşturulmaktadır. Oysa buhar sıkıştırma soğutma sisteminde bu işlem bir kere olur. İlave buharlaşma-yoğuşma mekanik enerjinin yerini alan fiziko- kimyasal bir işlemdir.



Şekil 2.13. Basit absorpsiyonlu çevrim.





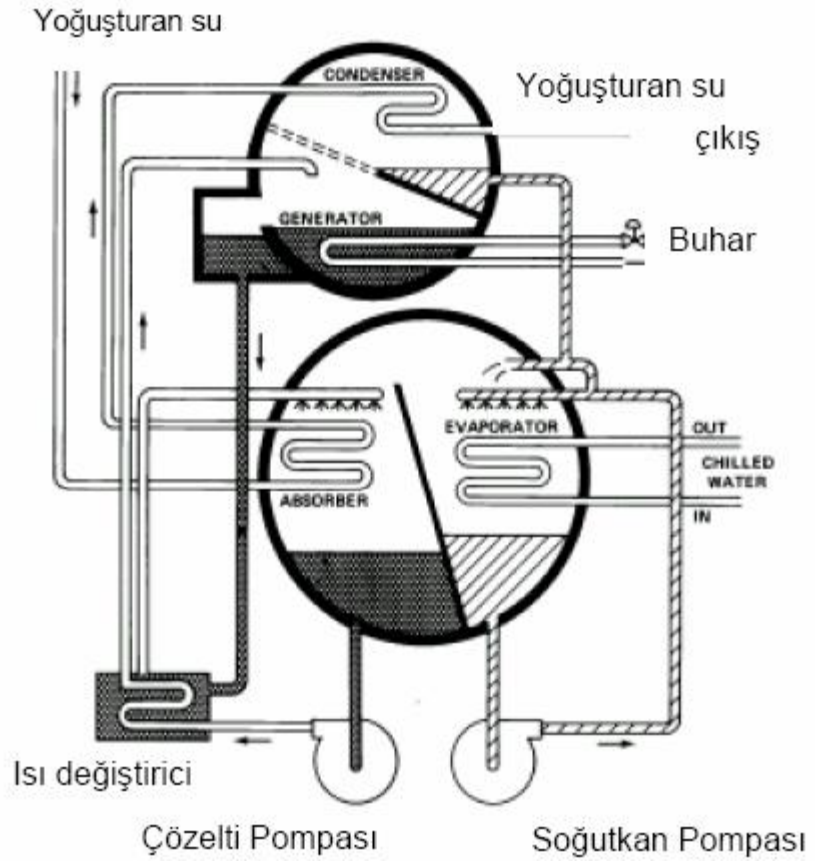
Şekil 2.14. Absorbsiyonlu soğutma sistemi çevrimi basitleştirilmiş diyagramı.

Şekil 2.13. ve 2.14 de görüldüğü gibi basit bir absorbsiyonlu soğutma sistemi buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine benzemesine karşılık kompresörün yerini absorber, pompa ve jeneratör almıştır. Soğutkan ve soğutucu karışımı eriyik bu elemanlar içerisinde dolaşır. Soğutkan ise yalnızca kondenser, genleşme valfi ve evaporatörde dolaşır. Isı, jeneratörde soğutkan ve soğutucu karışımı eriyik bu elemanlar içerisinde dolaşır. Soğutkan ise yalnızca kondenser, genleşme valfi ve evaporatörde dolaşır. Isı, jeneratörde soğutkan ve soğutucu sıvı eriyiğine transfer edilir ve jeneratörde soğutkan buharı karışımından ayrılır. Absorberde ise bu olayın tersi olur.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin genel olarak performansları yeni sisteme verilen birim enerjiye karşılık alınan soğutma etkisi zayıftır. Fakat güneş, jeotermal veya bir güç santralinden atılan ısı absorbsiyonlu soğutma için iyi ve ekonomik bir ısı kaynağı olabilir (İncili 2006).

### 2.3.4.1. Absorbsiyonlu çevrimin avantajları

1. Absorbsiyonlu soğutma çevriminde gerekli olan mekanik iş miktarı çok küçüktür
2. Hareketli parçaların azlığı nedeniyle sistemde titreşim ve gürültü meydana gelmez.
3. Arıza riski düşük ,bakım masrafı azdır.
4. Buhar sıkıştırılmalı çevrimlerde kullanılan soğutucu akışkanlar ,CFC , ozon tabakasına zararlıdır. Absorbsiyonlu sistem çevrecidir.
5. Değişken soğutma yüklerinde tam yükteki gibi verimlidir.
6. Absorbsiyonlu sistemlerde güneş, jeotermal ,atık ısı gibi kaynakların kullanılması durumunda buhar sıkıştırılmalı çevrime göre oldukça ekonomiktir.



Şekil 2.15. Tek kademeli absorpsiyonlu sistem

### 2.3.4.2. Sistem bileşenlerinin tanımı

Eriyik pompası ;

Emiş tankının dibinde zayıf LiBr-Su solüsyonu bulunur. Buradan, hermetik bir çözelti pompası (Şekil 2.15), çözeltiyi borulu bir ısı değiştirgecine ön ısıtma amaçlı olarak gönderir. Zayıf LiBr-Su solüsyonu bu ısı değiştirgecinde üst tanktan gelen yoğunlaştırılmış solüsyon tarafından ısıtılır (Yılmaz 1999).

Jeneratör;

Zayıf LiBr-Su çözeltisi ısı değiştirgecini terk ettikten sonra üst tanka hareket eder. Zayıf LiBr-Su çözeltisi, hem buhar hem de sıcak su taşıyan boru demetini çevreler. Boru demetindeki buhar ve sıcak su, zayıf LiBr-Su çözelti havuzuna ısı transferi yapar ve zayıf çözelti kaynamaya başlar. Bu sırada kaynama sonrası meydana gelen buharlaşma sonucu, zayıf LiBr-Su çözeltisi tankın üst kısmındaki kondensere soğutucu buhar gönderir ve tankın dibinde yoğunlaştırılmış LiBr-Su çözeltisi kalır. Konsantre LiBr-Su çözeltisi, ısı değiştirgecine giderek jeneratöre pompalanan zayıf LiBr-Su çözeltisine ön ısıtma yapar (Şekil 2.6.) (Yılmaz 1999).

Kondenser;

Soğutucu buhar, nem tutuculardan geçerek kondenser boru demetine gider. Soğutucu buhar, borular üzerinde yoğunlaşır. Isı, tüplerin içinde hareket eden soğutma suyuna transfer olur. Soğutucu buhar, yoğunlaştıkça kondenserin dibindeki kaptan toplanır. Soğutma suyu ısınmış olarak kondenseri terk ederken, soğutucu buhar soğuyup yoğunlaşır (Şekil 2.15.) (Yılmaz 1999).

Evaporatör;

Soğutucu sıvı, üst tanktaki kondenserden alt tanktaki evaporatöre gider ve evaporatör boru demeti üzerine püskürtülür. Alt tanktaki büyük vakuma bağlı olarak (0,8 kPa = 6 mmHg), soğutucu sıvı 3,9 °C'de kaynar ve soğutucu etki yaratır. Vakum, tam alttaki absorberde higroskopik olarak üretilir. Bu proses sırasında soğuk su (chilled water) elde edilir (Yılmaz 1999).

Absorber;

Soğutucu buhar (Büyük vakum altında kaynayıp buhara dönüşen soğutucu sıvı) evaporatörden absorbere hareket ettikçe jeneratördeki konsantre LiBr-Su çözeltisi, absorber boru demetinin üstüne püskürtülür. Konsantre LiBr-Su çözeltisi, evaporatörde büyük bir vakum yaratarak soğutucu buharı çözeltiliye doğru çeker. Soğutucu buharın LiBr-Su çözeltisi içine absorbe edilmesi ile ayrıca, soğutma suyu tarafından alınan ısı da üretilir. Artık zayıf LiBr-Su çözeltisi, çözelti pompasına akmak üzere alt tankın dibinde birikir ve bu döngüye devam edilir (Yılmaz 1999).

Isı eşanjörü;

Ön ısıtıcı ve ön soğutucu olmak üzere iki adet ısı değiştirgeci kullanılabilir. Genellikle karşı akımlı olarak imal edilirler (Yılmaz 1999).

Kısılma vanası ;

Sistemde iki adet mevcuttur. Bunlardan biri soğutkan eriyiğın diğeri ise zengin eriyiğın basıncını düşürmek için kullanılmaktadır (İncili 2006).

### 2.3.5. Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan akışkan çiftleri

Herhangi bir soğutma sisteminde önemli noktalardan biri uygun çalışma akışkanının seçimidir. Soğutkan- absorbent çiftinin özellikleri; arandığında hemen bulunabilir olması, ucuz olması, viskozitelerinin düşük olması, soğutkan için yüksek buharlaşma ısısı, zehirli olmaması, korozif olmaması, kararlı ve absorbent içinde soğutkanının yüksek eriyebilirlikte olması istenir.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışkan çiftlerinin seçiminde göz önünde bulundurulması gereken bazı özellikler şunlardır:

- Çalışma şartlarında absorblayıcının katı halde bulunmaması gerekir.
- Soğutucu akışkanın absorbent akışkandan daha uçucu olması ve böylece zengin

eriyikten kolayca ayrılması gerekir.

- Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
- Absorbent içindeki soğutucu akışkanın çözünebilirliği yüksek olmalıdır.
- İyi bir absorpsiyon işleminin gerçekleşmesi için soğutkan ve absorbentin birbirine karşı afinitesi(ilgisi) yüksek olmalıdır.
- Eriyiklerin viskoziteleri çalışma şartlarında düşük olmalıdır.
- Uzun çalışma şartlarında akışkan çifti stabil olmalıdır.
- Korozyon tesiri az ve emniyetli olmalıdır (Şencan 1999).

Yukarıda sıraladığımız bütün istekleri gerçekleştiren bir soğutucu akışkan absorbe edici çiftinin pratikte bulunması mümkün değildir. Amonyak-Su ve LiBr-Su çiftleri bu istekleri büyük oranlarda yerine getirebildiklerinden ticari olarak en çok kullanılan akışkan çiftleridir.

Amonyak-Su akışkan çifti istenilen bir çok özelliği karşılmasına rağmen, buharlaşma oranının çok küçük olması ve çalışma basıncının oldukça yüksek olması bina içi kullanımlarında sınırlamalara gidilmesine neden olmaktadır.

LiBr-Su akışkan çiftinin ağır basan özellikleri, yüksek emniyet, büyük buharlaşma oranı, büyük birleşme eğilimi, büyük kararlılık ve büyük gizli buharlaşma ısısı olarak sayılabilir. Bu özelliklerle beraber LiBr-Su akışkan çifti katılaşmaya meyillidir.

Soğutucu akışkan 0°C sıcaklıkta buz haline dönüştüğünden, bu akışkan çifti düşük sıcaklıkların gerektiği soğutma sistemlerinde kullanılamaz. Absorberde özellikle hava ile soğutma veya bazı sınırlı uygulamalarda ise su ile soğutma kullanıyorsa, orta derişikliklerde lityum bromid kristalleşir. Bununla beraber, absorbe edici için bazı tuz karışımları kullanmak, hava ile soğutma halinde kristalleşme tehlikesini azaltabilir.

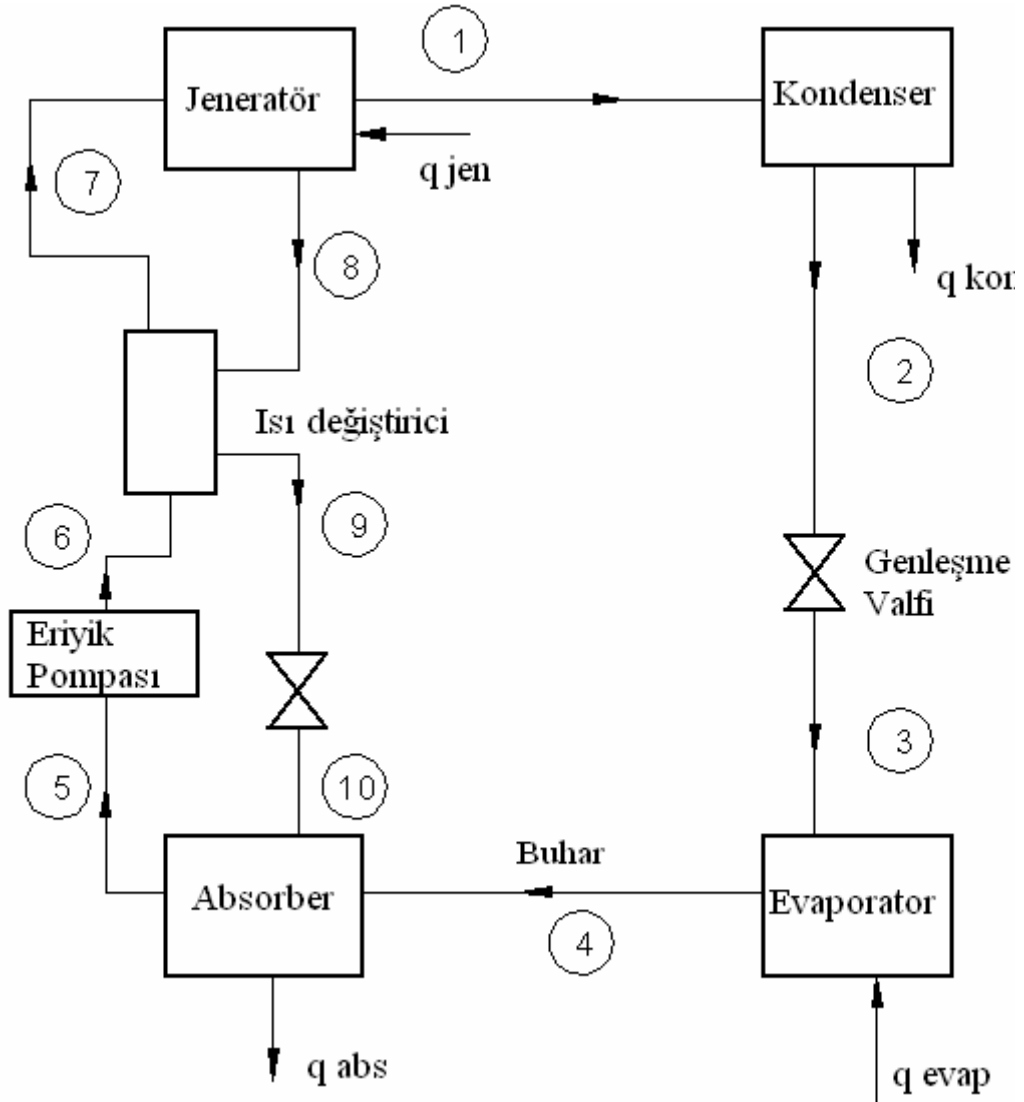
LiBr-Su akışkan çiftinin diğer sakıncaları ise, bu akışkan çiftinin düşük çalışma basıncı gerektirmesi ve bu basınçlarda, LiBr-Su eriyiğinin viskozitesinin yüksek olmasıdır. Pratikte uygun cihaz dizaynları kullanılarak, bu sakıncalar önlenebilir. Diğer bazı önemli soğutucu akışkan absorbe edici çiftleri aşağıda verilmiştir;

- Amonyak-çeşitli tuzlar (Roberson, 1966; Tozer, 1996)
- Metil amin-çeşitli tuzlar (Roberson, 1966; Blytas, 1962)
- Alkoller-çeşitli tuzlar (Aker vd., 1965)
- Amonyak-çeşitli organik çözücüler (Roberson, 1966)
- Kükürt dioksit-çeşitli organik çözücüler (Albright, 1963)
- Halojanize edilmiş hidrokarbonlar-çeşitli organik çözücüler (Albright, 1962)

### 2.3.6. LiBr-Su absorpsiyonlu soğutma sistemi

LiBr-Su absorpsiyonlu sistem son zamanlarda iklimlendirme uygulamalarında oldukça kullanılan bir sistem olmuştur. LiBr-Su bileşiminde su soğutkan, lityum bromür absorbenttir. LiBr normalde katı halde olmasına rağmen su ile karıştırıldığında sıvı bir eriyik haline gelir. Suyun buharlaşma ısısı yüksektir, maliyeti düşüktür, kolay bulunur ve zehirli değildir. LiBr uçucu değildir. Su, jeneratörde kolaylıkla LiBr'den ayrılır ve bir arıtma cihazı gerektirmez. Bu çiftin performans katsayısı (COP) değeri NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O çiftine oranla daha büyüktür. Bu sistemin tek olumsuzluğu, buharlaştırıcısının 4 °C'nin altında çalışmamasıdır. Şekil 2.16 da tek kademeli soğutma çevrimi görülmektedir. Bu sistemin çalışma prensibini üzerindeki noktalara verilen numaralardan yararlanarak aşağıdaki şekilde özetlemek mümkündür (Şencan 1999). 2-3 yüksek basınçta bulunan sıvı haldeki soğutucu akışkanın basıncı düşürülerek evaporatöre gönderilir. 3-4 basıncı düşen soğutucu akışkan ortam ısısını alarak evaporatörde buhar haline geçer. 4- 5 soğutucu akışkan buharı absorbere giderek burada zengin eriyikle birleşip fakir eriyiği meydana getirir. 5- 6 fakir eriyik pompa tarafından ısı değiştiriciye pompalanır. 6-7 fakir eriyik bir ısı değiştiricisinden ve bir miktar ısı alır . 7-8 fakir eriyik jeneratöre

gelir. Jeotermal enerjisi ile sağlanan jeneratör ısısı ( $q_{jen}$ ) ile zengin eriyik içindeki soğutucu akışkan absorbentten ayrılır. 8-9 jeneratörden ayrılan zengin eriyik ısı değiştiriciye gider. Zengin eriyiğin çoğunluğunu absorbent madde teşkil etmektedir. Zengin eriyik ısı değiştiricide jeneratörden aldığı enerjinin bir kısmını absorberden jeneratöre gitmekte olan fakir eriyiğe vererek onu ısıtır. 9-10 yüksek basınçta bulunan zengin eriyik genişleme valfi ile basıncı düşürülerek düşük basınçta absorbere gelir. 1-2 buhar halindeki soğutucu akışkan sıvı hale geçer ve çevrim böylece devam eder (Şekil 2.16).



Şekil 2.16. LiBr-Su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi

### 2.3.6.1. LiBr – Su karışımının avantaj ve dezavantajları

#### *Avantajları:*

- Nem alıcı olarak kullanılan LiBr uçucu değildir, böylece çalışma akışkanının zenginleştirilmesi gereği yoktur.
- Bu karışımda su, yüksek buharlaşma ısısına sahip soğutkan olarak bulunur.
- LiBr – Su sistemi kısmen daha basittir ve daha düşük pompalama gücünü gerektiren düşük basınçta ve daha yüksek performans katsayısıyla (COP) çalışır.
- Karışım toksik değildir, tutuşmaz.

#### *Dezavantajları:*

- Sistem sadece iklimlendirme uygulamalarında kullanılabilir.
- Çözelti korosittir ve sistem yüksek vakum koşulları altında çalışır.
- Sistem için su soğutmalı bir kondenser gereklidir.

Su- Amonyak'lı sistemlerde amonyak soğutkan su ise nem alıcıdır. Bu sistem iklimlendirme ve soğutma endüstrisinde kullanılan en eski karışımlardan biridir (Çizelge 2.8) (İncili 2006).

Çizelge 2.8. Absorpsiyonlu soğutma makineleri için ikili karışımlar

<b>SOĞUTKAN</b>	<b>ABSORBENT</b>
Su	LiBr, LiI, LiSCN, CsF, RbF ve diğer tuz
Amonyak	Su, NaSCN, CaCl <sub>2</sub> , LiNO <sub>2</sub> ve diğerleri
Halojene olmuş organik bileşenler (freonlar R21 -R22 )	Eter, ester, amid, amin ve diğerleri



### 2.3.6.2. Su-Amonyak karışımının avantaj ve dezavantajları

#### *Avantajları:*

- Kolay elde edilebilir. Raoult Kanunu'ndan negatif sapma gösterir.
- Molekül ağırlığı düşüktür, böylece soğutkanın buharlaşma ısısı yüksektir.
- Nem alıcı olan su amonyak ile iyi bir karışım yapma özelliğindedir. Toksik ve pahalı değildir.

#### *Dezavantajları:*

- Nem alıcı yani su uçucu olduğu için suyun bir kısmı buharlaşır ve soğutkan buharı ile birlikte gider. Böylece sistemin zenginleştirilmesi gerekir.
- Su – Amonyak sisteminde çalışma sıvısının absorber basıncından generatör basıncına pompalanması gereklidir.
- Amonyak toksik ve tutuşur özelliindedir.
- Faz değişimi sırasında (buharlaşma ve yoğunlaşma işlemleri) entropi ve hacim değişirken sıcaklık ve basınç sabit kalır. (İncili 2006).

### 2.3.6.3. Hava ve su soğutmalı absorpsiyonlu sistemlerin karşılaştırılması

Su soğutmalı absorpsiyonlu sistemlerin, hava soğutmalı absorpsiyonlu sistemlerle karşılaştırıldığında birçok avantaj ve dezavantajları vardır.

#### *Avantajları:*

- Daha düşük kondenser ve absorber sıcaklıkları.
- Daha düşük generatör sıcaklıkları.
- Daha yüksek performans katsayısı (COP) değeri.
- Daha küçük kondenser ve absorber boyutları.

#### *Dezavantajları:*

- Su maliyeti.
- Suyun borularda meydana getirdiği kirlenme.
- Korozyon.
- Soğutma kulesi maliyeti.

Hava ve su soğutmalı absorbsiyonlu soğutma çevrimi arasındaki diğer farklar; absorber ve kondenserden ısı çekmek için alınan çevre sıcaklığı su soğutmalı sistemler için yaş termometre sıcaklığı, hava soğutmalı sistemler için kuru termometre sıcaklığıdır.

Hava soğutmalı absorbsiyonlu çevrimde daha yüksek jeneratör sıcaklıkları yüzünden parabolik kollektörlerin kullanılmasına gerek vardır. Hava soğutmalı absorbsiyonlu sistemde, daha yüksek LiBr konsantrasyonu yüzünden kristalleşme problemi vardır. Kristalleşme olayına, eriyik sıcaklığındaki azalma veya lityum bromür eriyiğinden su çekilmesi sebep olabilir. Pratikte bu olay, jeneratör sıcaklığında bir artma veya çevre sıcaklığında ani bir düşme varsa olur. Bundan dolayı, kristalizasyon olayından kaçınmak için jeneratör sıcaklığının düşürülmesi sonucuna varılır (Şencan 1999).

## **2.4. LiBr-Su Çiftli Absorbsiyonlu Sistemin Termodinamik Analizi**

### **2.4.1. Termodinamik kabuller**

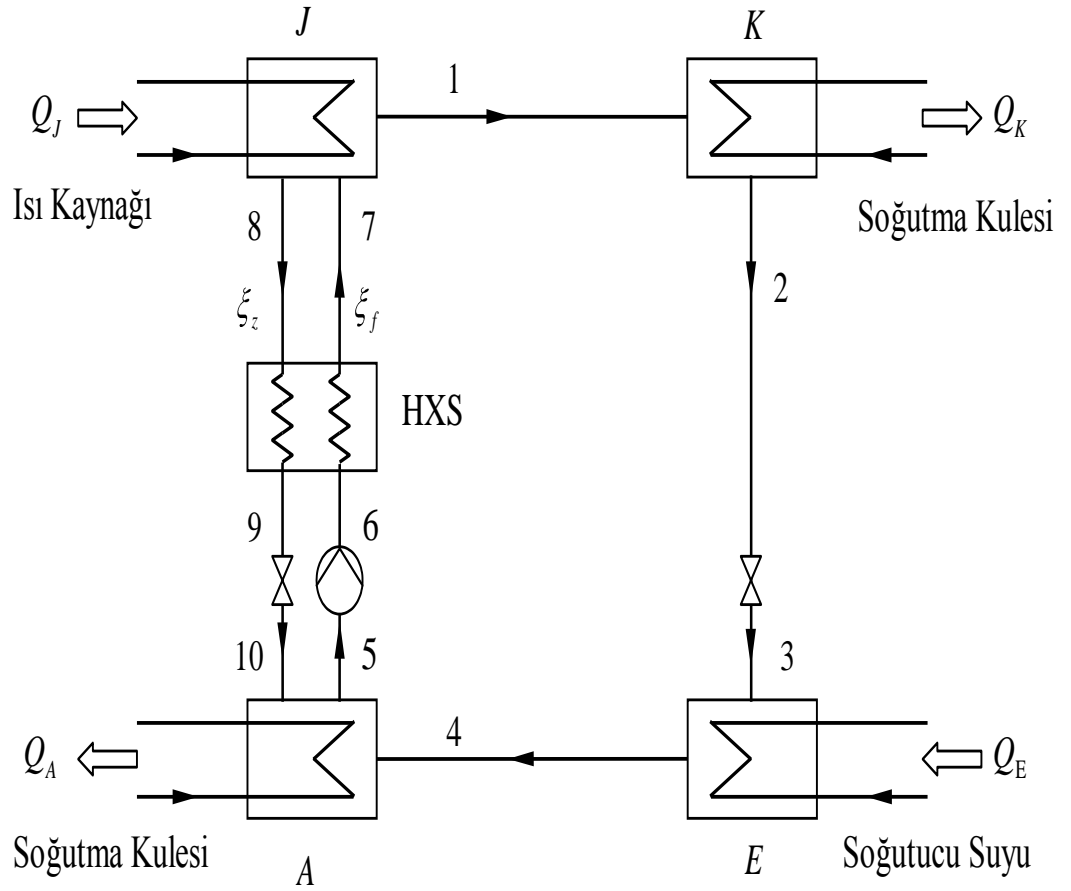
Absorbsiyonlu sistemin termodinamik analizi için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Sistemin termodinamik analizi sürekli rejim şartları için yapılmıştır.
2. Jeneratörden ayrılan soğutucu akışkan buharının sıcaklığı ve basıncı, jeneratör sıcaklığı ve basıncındadır.
3. Yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında saf sudur ve yoğuşturucu sıcaklığında yoğuşturucudan çıkar.

4. Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutkan buharı, kuru doymuş buhar şartlarında ve buharlaştırıcı sıcaklığındadır.
5. Absorberden ayrılan eriyik, absorber basınç ve sıcaklığında denge halindedir.
6. Jeneratörden ayrılan eriyik, jeneratör sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
7. Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
8. Absorber, jeneratör, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı gibi elemanların çevreye ısı kaybı yoktur.
9. Sisteme iş girişi ihmal edilmiştir , pompa işi çok küçüktür.

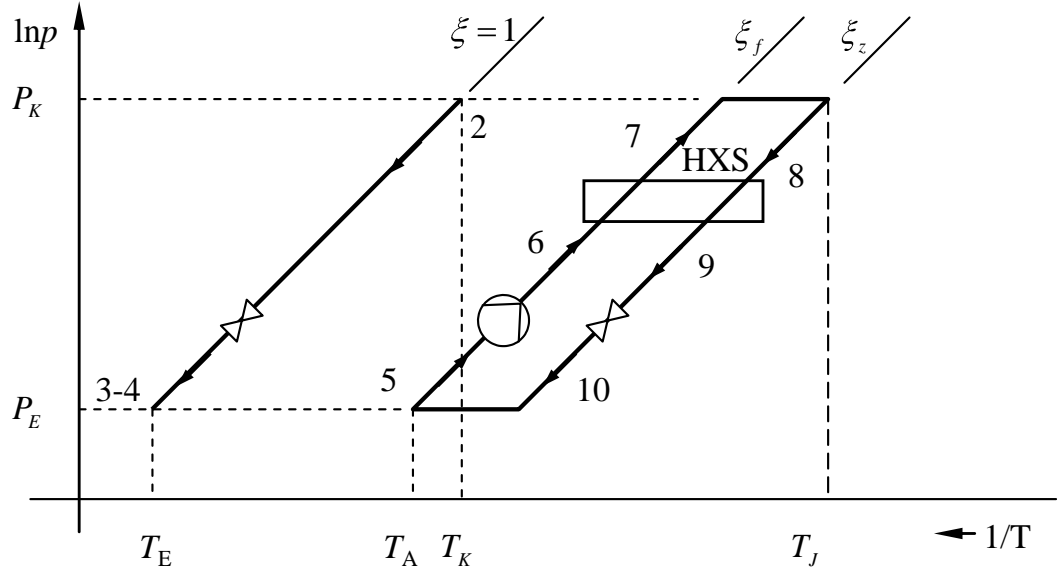
#### 2.4.2. Sistemin termodinamik çevrimi

Tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemi şekil 2.17 de görölmektedir. Çözelti ısı değiştiricisi (HXS) çevrim için şart değildir fakat soğutma tesir katsayısını (COP) artırır. Kondenser ve evaporatördeki sıcaklık genellikle eşittir.  $T_K = T_A$  ,  $T_J > T_K > T_E$  .



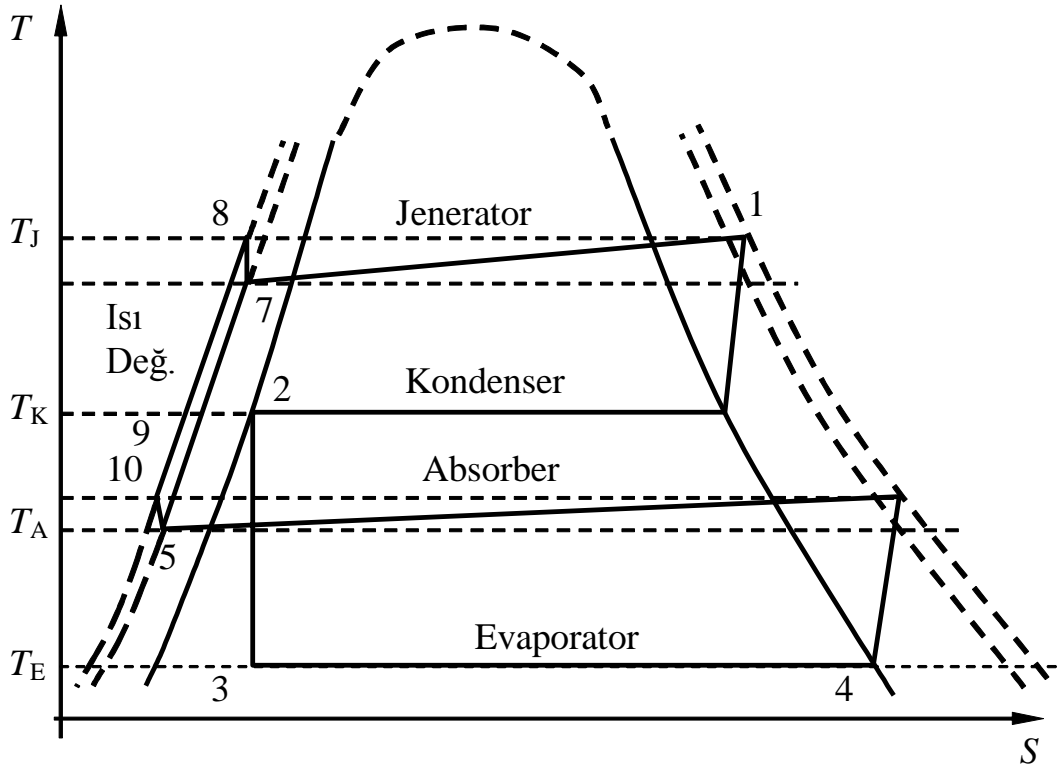
**Şekil 2.17.** Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik diyagramı  
J-Jeneratör, K-Kondenser, A-Absorber, E-Evaporatör, HXS-Çözelti Isı Değiştiricisi

Şekil 2.18 de absorpsiyonlu sistemin  $\ln p - 1/T$  diyagramı görülmektedir. Çevrimde iki farklı basınç ve dört farklı sıcaklık vardır. Jeneratörde ve kondenserde göreceli yüksek basınç ( $P_K$ ), evaporatör ve absorber düşük basınç şeklindedir ( $P_A$ ).  $\xi_z$ , zengin karışım,  $\xi_f$  fakir karışım kütle debileridir.



Şekil 2.18. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi  $\ln p - 1/T$  çevrim diyagramı

Şekil 2.19 da gerçek tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin Sıcaklık-Entropi diyagramı görülmektedir. Burada iki ayrı çevrim vardır ; solüsyon çevrimi 8-9-10-5-7-8, soğutucu çevrimi 1-2-3-4-5-7-1.



Şekil 2.19. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi  $T-S$  diyagramı

### 2.4.3. Sistem elemanlarının hesaplamaları

Absorbsiyonlu soğutma çevrimi için kararlı halde termodinamiğin birinci kanunu yazılırsa,

$$0 = Q_K + Q_E + Q_A + Q_J + W \quad (2.1)$$

olur. (8) ve (9) kabullerden ;

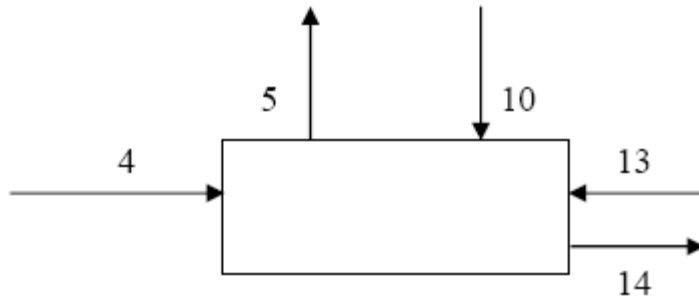
$$0 = Q_K + Q_E + Q_A + Q_J \quad (2.2)$$

elde edilir.

Açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu ve süreklilik denklemini hatırlanıp , 1 kg soğutucu buharı için ( $m_1=1$  kg) , şekil 2.17 'e göre sistemin analizi yapılır.

$$\xi_z = \frac{m_8}{m_1} \quad \text{ve} \quad \xi_f = \frac{m_7}{m_1} \quad \text{olmak üzere,}$$

Absorber ;



Şekil 2.20. Tek kademeli ASS ait absorber diyagramı

Absorberde kütle ve enerji denge eşitlikleri:

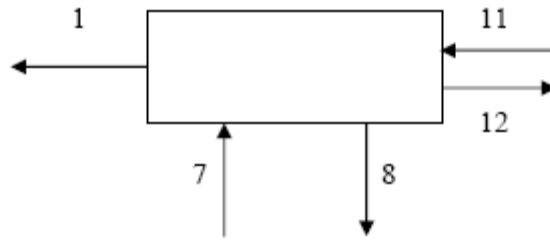
$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10} \quad (2.3)$$

$$\dot{m}_5 x_5 = \dot{m}_{10} x_{10} \quad (2.4)$$

$$Q_A = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_5 h_5 \quad (2.5)$$

$$q_a = \xi_f h_5 - h_4 - \xi_z h_{10} \quad (2.6)$$

Jeneratör ;



Şekil 2.21. Tek kademeli ASS sistemine ait jeneratör diyagramı

Şekil 2.21 de görülen jeneratörün kütle ve enerji denge eşitlikleri:

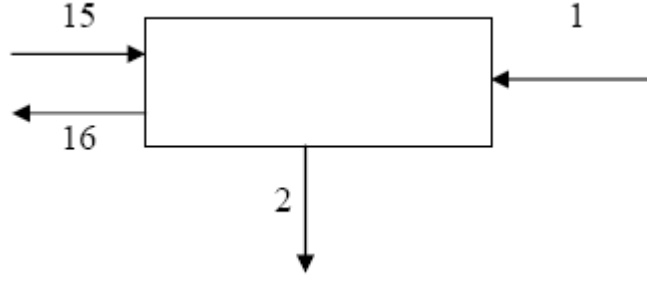
$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 + \dot{m}_8 \quad (2.7)$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 x_8 \quad (2.8)$$

$$Q_j = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7 \quad (2.9)$$

$$q_j = h_1 + \xi_z h_8 - \xi_f h_7 \quad (2.10)$$

Kondenser ;



Şekil 2.22. Tek kademeli ASS ait kondenser diyagramı

Şekil 2.22. de görülen kondenselerin kütle ve enerji denge eşitlikleri:

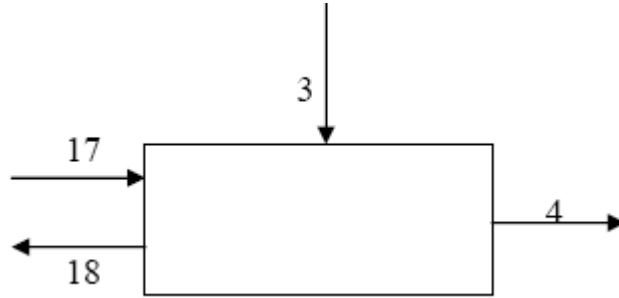
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.11)$$

$$x_2 = 0 \quad (2.12)$$

$$Q_k = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad (2.13)$$

$$q_k = h_2 - h_1 \quad (2.14)$$

Evaporatör ;



Şekil 2.23. Tek kademeli ASS ait evaporatör diyagramı

Şekil 2.23 de görülen evaporatörün kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (2.15)$$

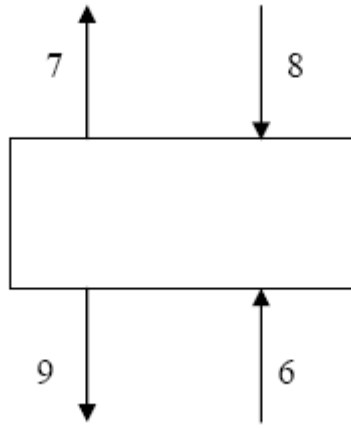


$$x_4 = 1.0 \quad (2.16)$$

$$Q_E = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (2.17)$$

$$q_e = h_4 - h_3 \quad (2.18)$$

Eriyik Isı Değiştiricisi ;



Şekil 2.24. Tek kademeli ASS ait eriyik ısı değiştiricisi diyagramı

Şekil 2.24 de görülen eriyik ısı değiştiricisinde kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (2.19)$$

$$x_6 = x_7 \quad (2.20)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (2.20)$$

$$x_8 = x_9 \quad (2.21)$$

$$Q_{HE} = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9 \quad (2.22)$$

Ayrıca eşanjör etkinlik katsayısıda hesaplamalarda kolaylık sağlar.

$$\varepsilon = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_6} \quad (2.23)$$

Pompa ;

Pompada kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (2.24)$$

$$x_5 = x_6 \quad (2.25)$$

$$W_p = \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_5 h_5 \quad (2.26)$$

Akışkanın pompalama işi görece çok düşük olduğundan hesaplamalarda ihmal edilir.

Eriyik Genleşme Valfi ;



Şekil 2.25. Tek kademeli ASS ait eriyik genleşme valfi diyagramı

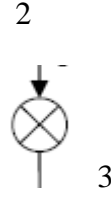
Şekil 2.25. de görülen eriyik genleşme valfinde kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (2.27)$$

$$x_9 = x_{10} \quad (2.28)$$

$$h_9 = h_{10} \quad (2.29)$$

Soğutkan Genleşme Valfi ;



Şekil 2.26. Tek kademeli ASS ait soğutkan genişleme valfi diyagramı

Şekil 2.26 da görülen soğutkan genişleme valfinde kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (2.30)$$

$$s_2 = s_3 \quad (2.31)$$

$$h_2 = h_3 \quad (2.32)$$

Sistemin termodinamik analizini yapabilmek için önemli bir dizayn ve optimizasyon parametresi olan akış oranı kütleli debiler cinsinden:

$$f = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_1} \quad (2.33)$$

veya konsantrasyonlar cinsinden:

$$f = \frac{x_7}{x_8 - x_7} \quad (2.34)$$

yazılabilir.

#### 2.4.4. Soğutma Tesir Katsayısı

Absorbsiyonlu soğutma sistemi için performans katsayısı, buharlaştırıcı ısı yükünün jeneratör ısı yüküne oranı olarak tanımlanmış olup aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$COP = \frac{Q_E}{Q_J} = \frac{\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3}{\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_{12} - \dot{m}_7 h_7} \quad (2.35)$$

Absorbsiyonlu soğutma sistemi için performans katsayısı; ısıyı çekilen sudan çekilen soğutma yükünün, ısıtma suyunun vermiş olduğu ısı miktarına oranı olarak da aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$COP = \frac{Q_E}{Q_J} = \frac{\dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18})}{\dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12})} \quad (2.36)$$

Sistemin teorik olarak ulaşabileceği en yüksek verim olan Carnot performans katsayısı (soğutma için) buharlaştırıcı sıcaklığı  $T_E$ , absorber sıcaklığı  $T_A$ , yoğuşturucu sıcaklığı  $T_K$  ve jeneratör sıcaklığı  $T_J$  olmak üzere dört temel sıcaklığa bağlı olarak aşağıdaki gibi yazılabilir: (Şencan, 2004)

$$COP_{Csoğ} = \left( \frac{T_J - T_A}{T_J} \right) \left( \frac{T_E}{T_K - T_E} \right) \quad (2.37)$$

Soğutma tesir katsayısını akış oranı  $f$ , parametresiyle yazarsak

$$COP = \frac{h_4 - h_3}{h_1 + f(h_7 - h_8) - h_8} \quad (2.38)$$

bulunur.

Soğutma tesir soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısına büyük ölçüde bağlıdır. Soğutucu akışkanın gizli ısısı ne kadar büyürse , soğutma tesir katsayısı buna paralel artış gösterecektir. Artan akış oranında ise soğutma tesir katsayısı azalacaktır.

Akış oranı , kristalizasyon olayı ve film kararlılığı ile direk ilgili olduğundan pratikte belirli bir değerin altına düşmemesi gerekir. Bu büyüklük pratikte 10 ile 20 arasında değişir (Yiğit 1990 ).

### 3. MATERYAL ve YÖNTEM

#### 3.1 Materyal

İzmir Princess Hotel, Türkiye'nin , 3. büyük şehri İzmir 'in Balçova bölgesindedir. [www.izmirprincess.com.tr](http://www.izmirprincess.com.tr) . İki kral dairesi, 10 suit, 288 standart olmak üzere, toplam 300 adet odası bulunmaktadır (şekil 3.1).



Şekil 3.1 İzmirPrincess Oteli

Tesiste ayrıca gece kulübü , sağlık merkezi , kapalı yüzme havuzu , 450 kişilik restoran ve toplam 2900  $m^2$  büyüklüğünde toplantı odaları bulunmaktadır.

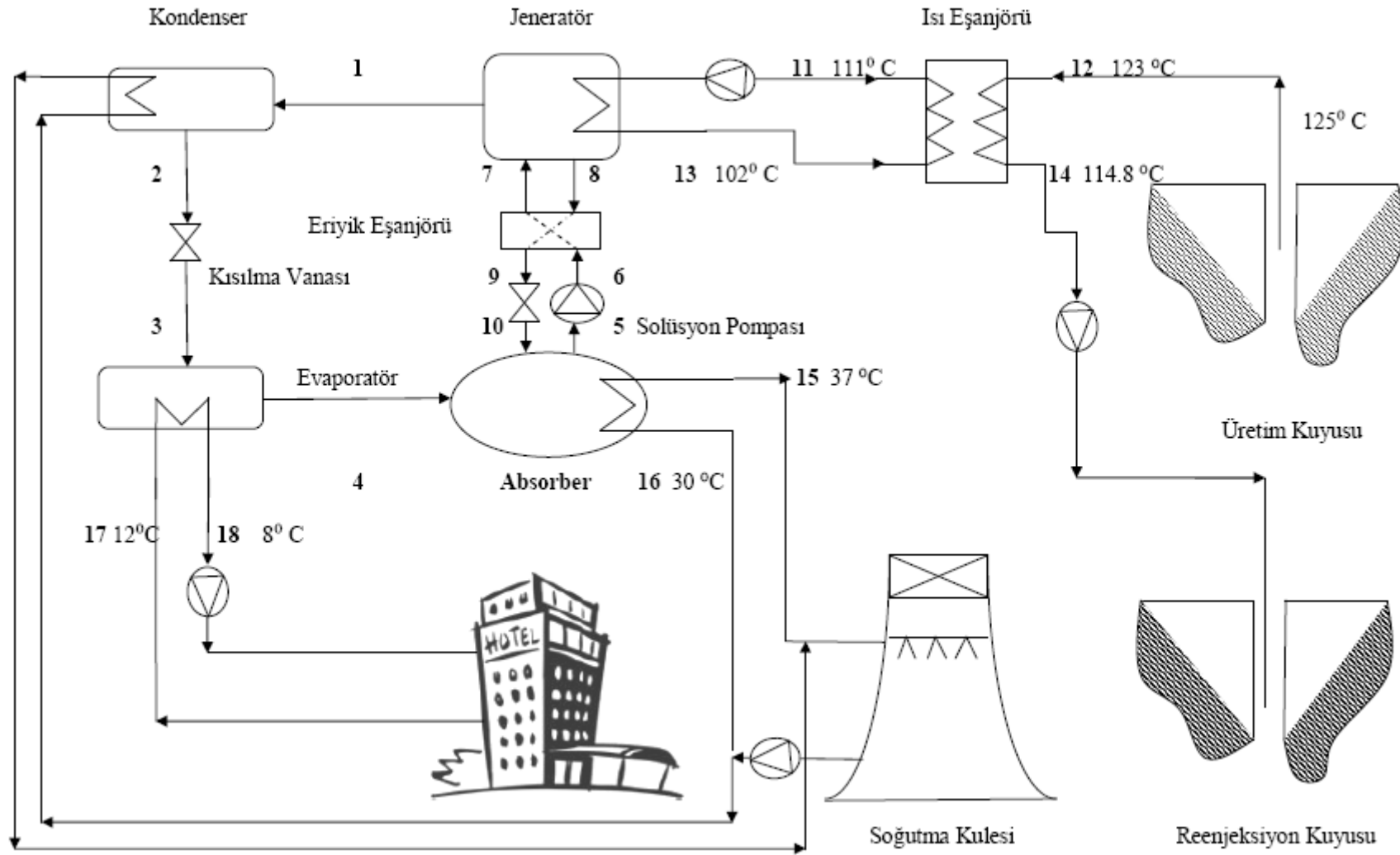
### 3.2 Yöntem

Otelin soğutma yükü mekanik tesisat projesinden 2500 kW alınmıştır. Şekil 3.2 de otelin soğutulması için hazırlanan projenin şeması görülmektedir. Projeye başlamadan önce otel yetkililerinden izin alarak inceleme yapıldı. Bu incelemelerde oteldeki mevcut mekanik tesisat ve jeotermal enerji merkezi incelendi. Jeotermal kuyunun otele olan mesafeleri ölçüldü. İklimlendirme uygulaması, kış döneminde jeotermal enerjiden yararlanarak fan-coil sistemiyle ısıtılmakta , yaz döneminde ise jeotermal enerji kullanılmayıp kompresörlü soğutma sistemi devreye sokulmaktadır.

Jeotermal enerji değerleri ortalaması (debi ve sıcaklık) otelin teknik departmanından tedarik edildi. Bu değerler kullanılarak sistemde kullanılacak elemanlar için araştırma yapıldı. Uygun ASS için York ve Lianfeng firmalarıyla görüşülerek teklif alındı. Isı eşanjörü plakalı tip seçilerek Ekin Endüstriyel firmasından ,otelle jeotermal ısı merkezi arasındaki borular için Nimka 'dan ,pomplar için Wilo 'dan teklif alındı.

Öncelikle sistemin termodinamik analizi yapılarak karakteristik değerleri hesaplanmış, değişik girdiler için COP 'taki değişimler araştırılmıştır.

Bu çalışmanın ana amacı kurulması düşünülen sistemin ekonomik açıdan uygunluğunu ölçmektir. Bunun için kompresörlü sistem ile absorpsiyonlu sistemin ilk yatırım maliyetleri bulundu. İşletme giderleri 2010 Ocak ayı elektrik , su , jeotermal su fiyatlarına göre hesaplandı. Nihayetinde elde edilen değerlere göre kurulacak ASS 'nin geri ödeme süresi bulundu.



Şekil 3.2. Thermal Princess otelinin soğutma sisteminin modeli



### 3.3. Sisteminin Engineering Equation Solver (EES) Programıyla Modellenmesi

Bu çalışmanın amacı, önerilen bir soğutma sistemi için jeotermal ısı kaynağı kullanarak ısı ve sıvı akış hesaplamaları yapmaktır . Amonyak-su çifti yüksek sıcaklık gerektirdiğinden (125-170°C) , tek kademeli LiBr - su soğutma teknolojisi mevcut sıcaklıklar için en uygun eşleşme olarak seçildi.

Soğutma sistemi Şekil 3.2 de görüldüğü gibi, jeotermal kuyudan çıkan suyun ısı eşanjöründen geçirilerek ASS için gerekli enerjiye dönüştürülmekte. ASS 'de otelden kapalı devre boru sistemiyle gelen su burada istenilen düşük sıcaklığa düşürülmektedir. Kondenser ve absorberden açığa çıkan sıcak su soğutma kulesinde uygun sıcaklık değerine düşürülerek çevrim devam etmektedir.

Termodinamik sistemlerin modellenmesi pek çok avantajlar barındırmaktadır. Bunlar, gelecekte yapılması planlanan yatırımların analizlerinin yapılması, karşılaşılabilecek risklerin azaltılmasını sağlamaktadır. Modellemede sistemin her noktasında daha önce elde edilmiş kütle korunum denklemleri uygulandı , değişik girdi değerlerine göre sistemin karakteristik davranışları incelendi. Çıkan sonuçların analizi yapılarak sistem hakkında bilgi sahibi olundu.

Bu çalışmada, EES (F-Chart Software, 2003) bilgisayar yazılım programı kullanılarak ASS performansı araştırıldı.

Termodinamik denklemlerde kullanılan LiBr-Su solüsyonunun entalpi , konsantrasyon ,sıcaklık , basınç gibi özellikleri programın kütüphanesinden kullanılmıştır. Programda kullanılan bu değerler ASHRAE Handbook of Fundamentals (ASHRAE, 1989) korelasyonlara göre oluşturulan fonksiyonlardır. Suyun termodinamik özellikleri ise ilgili korelasyonlar kullanılarak bulunmuştur.

### 3.4. Termodinamik Hesaplamalar

Bölüm ikide anlatılan termodinamik denklem ve varsayımların EES programında uygulanmasıyla hassas sonuçlar elde edilmiştir.

Jeotermal kaynak , ısı eşanjörü , soğutma sistemi bağlantıları , ASS , soğutma kulesi Şekil 3.2 de basitçe gösterilmiştir. Ardışık olarak numaralandırılan sistem noktalarının sonuçları çizelge 3.1 de verilmiştir. Her noktanın entalpi , kütleli debi , basınç , sıcaklık , LiBr konsantrasyonu araştırılmıştır. EES programına ait kod Ek 1 de verilmiştir.

Yapılan çalışmada 2500 kW 'lık bir soğutma kapasitesindeki tesis için 125 °C deki kuyu çıkış sıcaklığına sahip jeotermal kaynaktan yararlanılmıştır.

Hesaplama için kabul edilen değerler aşağıda verilmiştir ;

$$\text{Jeneratör sıcaklığı , } T_j = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Evaporatör sıcaklığı , } T_E = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Kondenser sıcaklığı , } T_K = 40 \text{ } ^\circ\text{C} , (T_A = T_K)$$

Çizelge 3.1. 2500 kW lık LiBr –Su absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma parametreleri

	T [C]	P [kPa]	h[kj/kg]	X[%]	m [kg/s]
1	100	7.381	2687		1.063
2	40	7.381	167.5		1.063
3	10	1.228	167.5		1.063
4	10	1.228	2519		1.063
5	40	1.228	94.83	55.34	6.29
6	40	7.381	94.83	55.34	6.29
7	81.46	7.381	180.3	55.34	6.29
8	100	7.381	261.4	66.6	5.227
9	51.53	7.381	161.4	66.6	5.227
10	51.53	1.228	161.4	66.6	5.227

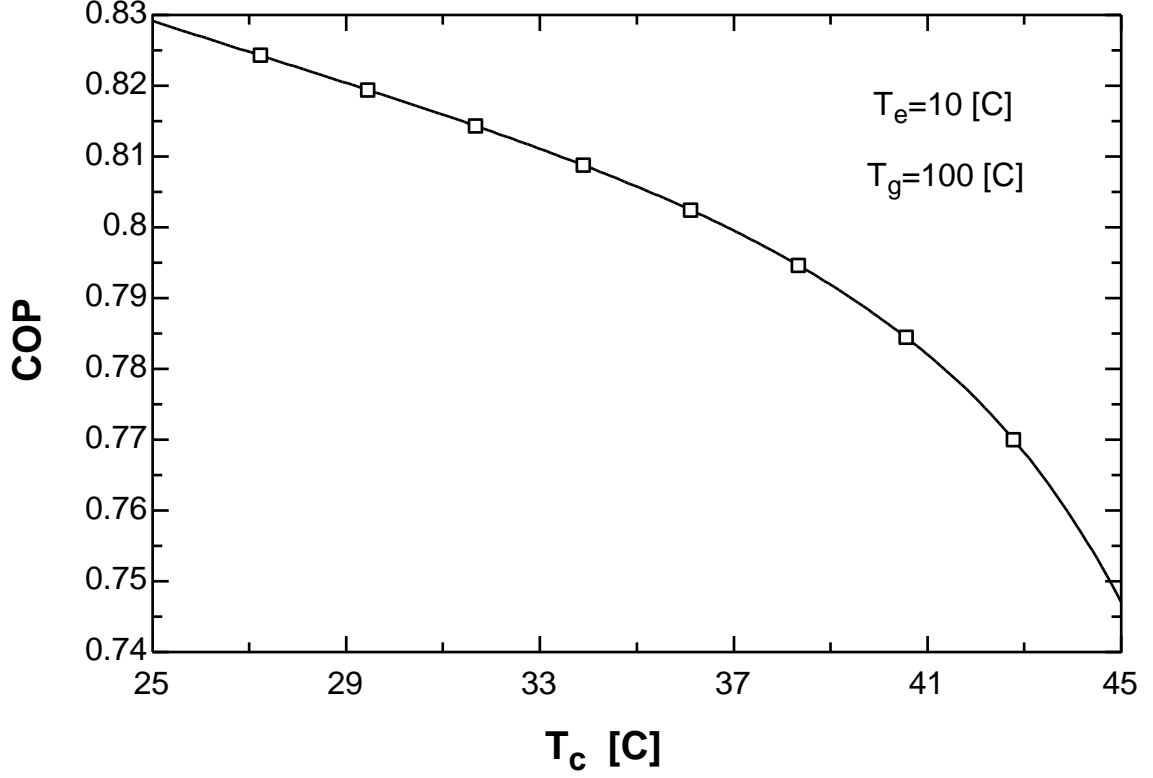
Tek kademeli absorpsiyonlu sistemin giriş değerlerine göre soğutma performans katsayısı ,COP, 0.7873 bulunmuştur. Sisteme ait bileşenlerin bulunan değerleri çizelge 3.2. de verilmiştir.

Çizelge 3.2 Absorpsiyonlu soğutma sisteminin karakteristik büyüklükleri

	2500 kW Absorpsiyonlu soğutma sistemi
Qj [kW]	3175
Qk [kW]	2679
Qe [kW]	2500
Qa [kW]	2996
COP	0.7873

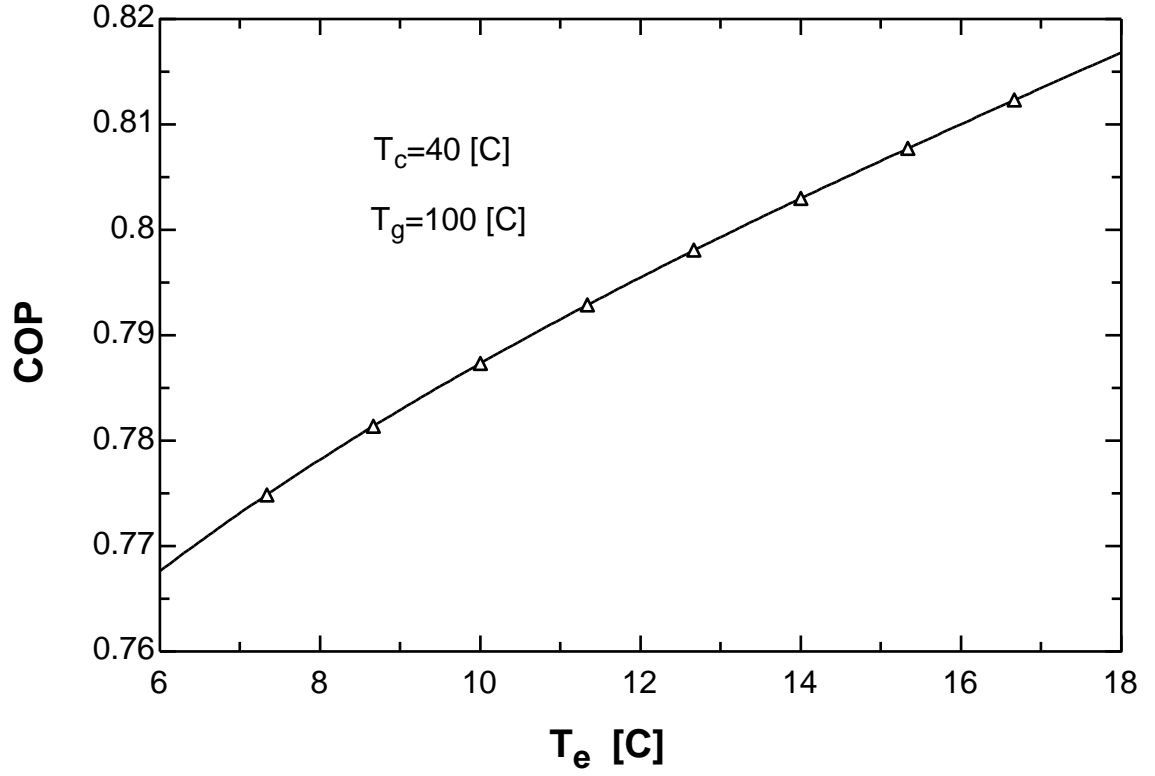
### 3.5. Soğutma Tesir Katsayısına Etki Eden Parametrelerin Araştırılması

Bu bölümde ASS 'nin elemanlarının değişik değerleri için COP daki değişimler irdelenerek sistemin daha iyi anlaşılmasına çalışılmıştır.



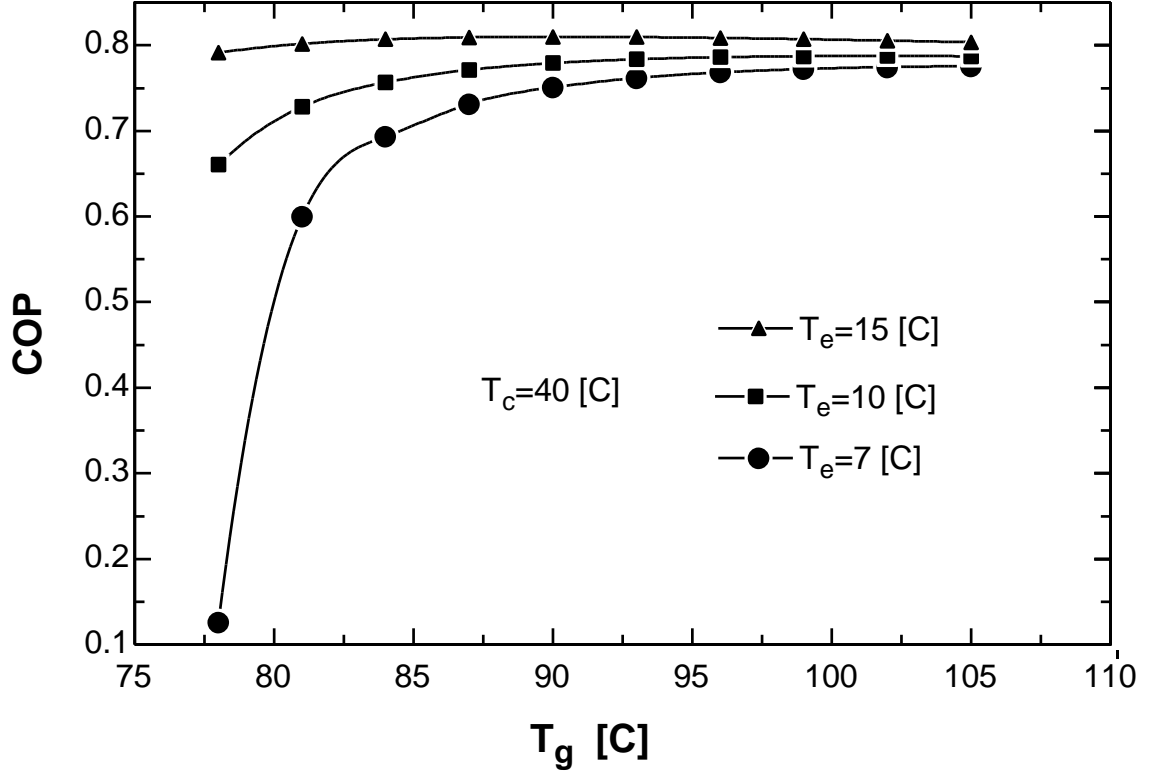
Şekil 3.3. Kondenser sıcaklığına göre COP' un değişimi ( $T_g, T_e = \text{sbt}$ )

Şekil 3.3 de görüldüğü gibi kondenser sıcaklığının artması soğutma performansını düşürmektedir.



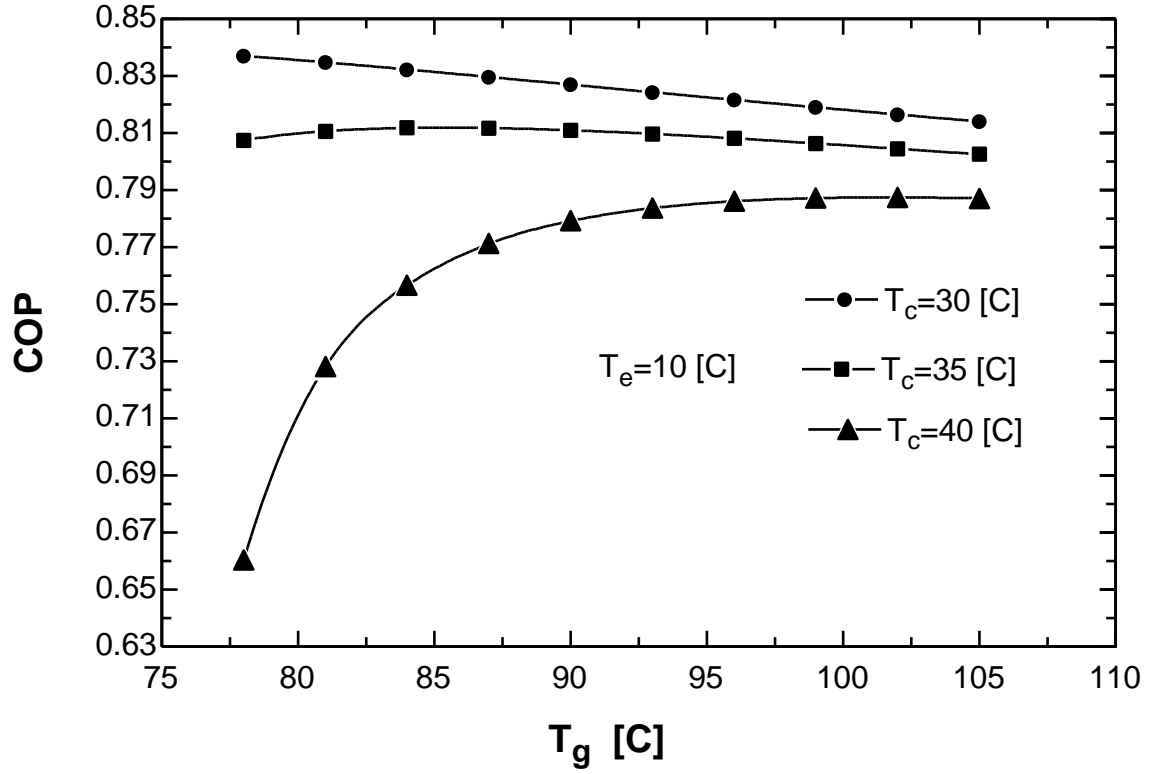
Şekil 3.4. Evaporatör sıcaklığına göre COP' un değişimi ( $T_g$ ,  $T_c=sbt$ )

Evaporatör sıcaklığında artış COP değerinde artış meydana getirmektedir. Evaporatör sıcaklığı LiBr-Su çiftli sistemlerde donma tehlikesi yüzünden alttan 5 °C ile sınırlıdır (Şekil 3.4).



Şekil 3.5. Farklı evaporatör sıcaklıklarında COP 'un değişimi

Değişik evaporatör sıcaklıkları için jeneratör sıcaklığının artmasıyla COP değerinin arttığı gözükmemektedir (Şekil 3.5). Bunun nedeni jeneratöre verilen ısı miktarının artmasıyla buharlaşan soğutucu akışkan miktarı artmaktadır. Dolayısıyla dolaşım oranı  $f$  azalmaktadır. Dolaşım oranı  $f$  ile COP ters orantılı olduğundan  $f$  'deki azalma performans katsayısında artmaya neden olmaktadır.



Şekil 3.6. Farklı kondenser sıcaklıkları için COP 'un değişimi

Düşük kondenser sıcaklıklarında , dolaşım oranında büyük ölçüde azalma görülmüş bu ise soğutma tesir katsayısının (COP) yüksek değerlere ulaşmasına sebep olmuştur (Şekil 3.6).

### 3.6 Absorbsiyonlu Sistem İlk Yatırım Maliyeti

Bir mühendislik projesi çeşitli aşamalardan oluşur. Projelendirmeden başlayan bu süreçte sistemde kullanılacak cihazların alımından , mekanik tesisatın yapımına , inşaat işlerinden devreye alınmasına kadar değişik disiplinleri bünyesinde barındırır.Direk masraflar diye adlandırabileceğimiz cihaz alımlarıyla alakalı kısımlarda belirsizlik olmamakla birlikte üretici fiyatlarında serbest piyasa koşullarında farklılık bulunması doğaldır. Endirek maliyetler olarak adlandırabileceğimiz mühendislik ,inşaat ve servis hizmetlerinde yüklenici firmaların projenin büyüklük ,farkındalık ve zorluk durumuna göre fiyatlarında değişim miktarı çok farklı olabilmektedir.

#### 3.6.1 Direk Maliyetler

##### 1. Absorbsiyonlu Soğutma Grubu

Markette çeşitli firmalara ait sistemler mevcuttur. Dünyadaki bölgesel üreticilerde bu konuda ciddi miktarda farklılıklar mevcut olup burada Amerikan firması YORK üretimi YIA-8E1 ve Çin firması Lianfeng üretimi RXZ-250F modelleri maliyetteki farklılıklarından dolayı örnek olarak alınmıştır. Bunlara ait temel özellikler çizelge 3.3 de verilmiştir.

Çizelge 3.3. York YIA-8E1 ve RXZ-250F absorbsiyonlu soğutma makineleri özellikleri

Model İsmi	YIA-8E1	RXZ-250F
Soğutma kapasitesi (kW)	2792	2500
Sıcak su sarfıyatı (lt/sec) , T <sub>g</sub> =105 (°C )	78.22	94.72
Evaporatör suyu giriş sıcaklığı (°C )	12.2	12
Evaporatör suyu çıkış sıcaklığı (°C )	6.7	7
Soğutulmuş su debisi (lt/s)	120.2	149.4
Kondenser suyu giriş sıcaklığı (°C )	29.4	30



Kondenser suyu çıkış sıcaklığı (°C )	38.6	37
Soğutma suyu debisi (lt/s)	180.3	207.2
<b>Toplam Bedeli (USD)</b>	<b>254 500</b>	<b>142 060</b>

## 2. Soğutma Kulesi

Seçilecek absorpsiyonlu modele bağlı olarak Baltimore FXT ve BL(II) J400 soğutma kuleleri seçilmiştir. Çizelge 3.4 de her iki soğutma kulesinin özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.4. Baltimore FXT ve BL(II) J400 soğutma kuleleri özellikleri

<b>Model İsmi</b>	<b>FXT</b>	<b>BL(II) J400</b>
Tipi	Aksiyel fanlı	Aksiyel fanlı
Su debisi (l/s)	198.9	111.1
Su giriş sıcaklığı (°C )	37	37
Su çıkış sıcaklığı (°C )	30	30
Yaş termometre sıcaklığı (°C )	25	24
Motor gücü (kW)	22	15
Adet	1	2
Birim Fiyatı	123 900	11780
<b>Toplam Bedeli (TL)</b>	<b>123 900</b>	<b>23 560</b>

## 3. Isı Eşanjörü

Sisteme uygun ısı eşanjörü MIT 643 78 plakalı tip olup çizelge 3.5 de prosese ait özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.5. MIT 643 78 plakalı eşanjörün proses özellikleri

Proses Bilgileri	Primer	Sekonder
Akışkan	Su	Su
Kütleli Debi (kg/h)	372900	341400
Hacimsel Debi (l/h)	396000	356600
Giriş Sıcaklığı (°C)	123.0	102.0
Çıkış Sıcaklığı (Görev): (°C)	114,8	111.0
Hesaplanan Basınç Kaybı (bar)	0,49	0,42
Isı Trasfer Miktarı (kW)	3600	
<b>Toplam Bedeli (Euro)</b>	<b>3 690.0</b>	

#### 4. Mekanik Tesisat :

Sistemde kuyudan otele kadar olan mesafede jeotermal akışkanının dolaşımı ve soğutma kulesi için yapılan borulama ,pompa , kontrol ekipmanlarının maliyetidir.

- Borulama :

Jeotermal enerji merkezi ile otelin arasındaki mesafe yaklaşık 300 m dir. Gidiş ve dönüş olmak üzere toplam 600 m ön izolasyonlu uzun çalışma ömrü olan Nimka marka boru seçilmiştir. Boru çapı yapılan yaklaşık basınç kaybı hesabına göre DN 250 seçilmiştir (Ek 7).

- Pompalar :

Sistemdeki sıcak su , soğutma suyu ve soğutulmuş suyun debilerine göre basınç kayıplarını karşılayacak şekilde Wilo marka pompa (TOP-SD ) seçilmiştir ( Ek 8 ).

- Kontrol elemanları:

Sistemi özelliklerini (basınç , sıcaklık ,debi ) gözlemlemek için kullanılması gereken elemanlardır .Genel bir maliyet kabul edilmiştir.

- İşçilik

Boru kaynak işlemleri ile ekipman montajları için yapılması gereken işçilik bedelidir.Boru kaynağı için piyasadaki taşeronlardan metre başına 40 TL teklif alındı.

- Projelendirme hizmeti,

Tasarlanan sistemin hesaplarının yapılması , projelendirilmesi işlemidir. Mekanik sistemin toplam maliyeti çizelge 3.6 da görülmektedir.

Çizelge 3.6 Absorbsiyonlu soğutma sistemi mekanik sistem maliyeti

<b>Detaylar</b>	<b>Mekanik Sistem Maliyeti</b>
Borulama	75258
Pompalar	95000
Kontrol Elemanları	12000
İşçilik	40000
Projelendirme hizmeti	10000
<b>Mekanik Sistem Bedeli (TL)</b>	<b>232 258</b>

### 3.6.2 Endirek maliyetler

#### 1. Yapı işleri

Absorbsiyonlu soğutma makinesinin konulacağı mekanik sistem odası ile otele kadar olan borulama için yapılması gereken tesisat kanalı gibi inşaat işlemleridir. Direk masrafların %20 'si mertebesindedir.

#### 2. Devreye alma

Sistemin devreye alınması ve testleri sırasındaki maliyettir. Direk masrafın %5 'i mertebesindedir.

#### 3. Öngörülemeyen masraflar

Her taahhüt işinde olduğu gibi başlangıçta öngörülmeleyen aksaklıklar veya ek işler için belli miktar bütçe ayrılmalıdır. Bu bedel direk masrafların %10 'u mertebesindedir.

#### 4. Mühendislik ve danışmanlık hizmeti

Mühendislik hizmetinin ve danışmanlık hizmetlerinin bedeli olup direk masrafların % 7'si mertebesindedir.

### 3.6.3. Vergi masrafı

Toplam maliyetinin üzerine konulacak KDV miktarı olup ,toplam maliyetin %18 ‘i mertebesindedir.

### 3.6.4. Yüklenici firma kar payı

Yapılacak işler için yüklenici firmanın uygun bir kar payı alması doğaldır. Bu miktar vergi dahil toplam bedelin %20 sinden az olmaz.

Absorbsiyonlu soğutma sistemin yatırım maliyeti çizelge 3.7 de verilmiştir. Hesaplamalarda USD (\$) 1.5 TL ve Euro (€) 2.2 TL alınmıştır.

Çizelge 3.7 Absorbsiyonlu soğutma sistemi yatırım maliyeti

<b>Maliyet Dökümü</b>	<b>1.Seçim (TL)</b>	<b>2.Seçim (TL)</b>
<b>A. Direk Masraflar</b>		
1. Absorbsiyonlu soğutma makinesi	381750.0	213090.0
2. Soğutma kulesi	123900.0	23560.0
3. Isı eşanjörü	8118.0	8118.0
4. Mekanik tesisat	152258.0	152258.0
<b>Ara Toplam</b>	<b>666026.0</b>	<b>397026.0</b>
<b>B. Endirek Masraflar</b>		
1.Yapı işleri ,%20 A	133205.2	79405.2
2. Devreye alma , %5 A	33301.3	19851.3
3. Öngörülemeyen masraflar , %10 A	66602.6	39702.6
4. Mühendislik ve danışmanlık hizmeti , %7 A	46621.8	27791.8
<b>Ara Toplam</b>	<b>279730.9</b>	<b>166750.9</b>
<b>A+B Toplamı</b>	<b>945756.9</b>	<b>563776.9</b>
<b>C. Vergi (KDV) ,%18</b>	<b>170236.2</b>	<b>101479.8</b>
<b>A+B+C Toplamı</b>	<b>1115993.2</b>	<b>665256.8</b>
<b>D. Yüklenici firma kar payı ,%20 A+B+C</b>	<b>223198.6</b>	<b>133051.4</b>
<b>Toplam Yatırım Bedeli (A+B+C+D)</b>	<b>1339191.8</b>	<b>798308.1</b>

### 3.7. Konvansiyel Sistem İlk Yatırım Maliyeti

Tam bir karşılaştırma yapılabilmesi için mevcutta bulunan konvansiyonel soğutma sisteminin yeniden tesis edilmesi durumunda ilk yatırım maliyetinin araştırılması gerekmektedir.

#### 1. Konvansiyonel Soğutma Chilleri

Konvansiyonel Soğutma Gurubu Carrier firmasından teklif alınmıştır. Su soğutmalı kondenserli , santrifüj kompresörlü ozona zarar vermeyen R134a soğutucu akışkanlı 19XR-5755465LEH52 model seçilmiştir. Çizelge 3.8 de konvansiyonel sistemin özellikleri verilmiştir.

1q

Çizelge 3.8. Carrier 19XR-5755465LEH52 santrifüj kompresörlü soğutma gurubu

Soğutma kapasitesi	(kW)	2500
Elektrik tüketimi	(kW)	428
Evaporatör suyu giriş sıcaklığı	(°C )	12
Evaporatör suyu çıkış sıcaklığı	(°C )	7
Kondenser suyu giriş sıcaklığı	(°C )	30
Kondenser suyu çıkış sıcaklığı	(°C )	35
Akış miktarı	(lt/s)	119.5
<b>Toplam Bedeli</b>	<b>(USD)</b>	<b>198 000</b>

#### 2. Soğutma Kulesi

Seçilecek absorpsiyonlu modele bağlı olarak BL(II) J400 soğutma kulesi seçilmiştir (Çizelge 3.4 ).

#### 3. Mekanik Tesisat

Konvansiyonel sistemde sıcak su kaynağı borulama hattı olmadığından absorpsiyonlu sisteme göre daha düşük olacaktır. Çizelge 3.9 da mekanik tesisata ait maliyetin dökümü verilmiştir.

Çizelge 3.9. Konvansiyonel sistem mekanik tesisat maliyeti

<b>Detaylar</b>	<b>Konvansiyonel Sistem Mekanik Tesisat Maliyeti</b>
Borulama	-
Pompalar	70000
Kontrol Elemanları	8000
İşçilik	15000
Mühendislik Hizmeti	6000
<b>Toplam Maliyet (TL)</b>	<b>101 000</b>

Konvansiyonel sistemin yoğun olarak uygulandığı düşünüldüğünde konvansiyonel sistemdeki endirek masrafların absorpsiyonlu sisteme göre daha düşük olması beklenir. Yapı işleri kısmında yeni bir mekanik tesisat odası ve borulama için kanal masrafları olmayacaktır. Bu tip sistemlerde öngörülemeyecek masrafların oranında toplamın %5 'i alınması uygun olur.Çizelge 3.10 'da konvansiyonel sistemin toplam ilk yatırım maliyeti görülmektedir.

Çizelge 3.10. Konvansiyonel sistem toplam ilk yatırım maliyeti

<b>Maliyet Dökümü</b>	<b>Carrier 19XR (TL)</b>
<b>A. Direk Masraflar</b>	
1. Konvansiyonel soğutma makinesi	297000
2. Soğutma kulesi	23560
3. Mekanik tesisat	101000
<b>Ara Toplam</b>	<b>421560</b>
<b>B. Endirek Masraflar</b>	
1.Yapı işleri ,%10 A	42156
2. Devreye alma , %5 A	21078
3. Öngörülemeyen masraflar , %5 A	21078
4. Mühendislik ve danışmanlık hizmeti , %7 A	29509.2
<b>Ara Toplam</b>	<b>113821.2</b>
<b>A+B Toplamı</b>	<b>535381.2</b>
<b>C. Vergi (KDV) ,%18</b>	<b>96368.6</b>
<b>A+B+C Toplamı</b>	<b>631749.8</b>
<b>D. Yüklenici firma kar payı ,%20 A+B+C</b>	<b>126350</b>
<b>Toplam Yatırım Bedeli (A+B+C+D)</b>	<b>758100</b>

### 3.8 İşletme Giderleri

İşletme maliyetini etkileyen hususlar ;

- 1.Elektrik maliyeti
  - 2.Su maliyeti
  - 3.Bakım maliyeti
  - 4.Jeotermal su maliyeti
- şeklindedir.

#### 3.8.1 Konvansiyonel sistemde işletme gideri

##### 1.Elektrik Tüketimi

Otelin soğutma periyodu Haziran-Ekim ayları arasındadır. Otelin teknik departmanından alınan soğutma gurubuna ait son 3 yıla ait elektrik tüketiminin aylık ortalaması çizelge 3.11 'de görülmektedir.

Çizelge 3.11. Aylara göre otelin soğutma sisteminde harcanan elektrik enerjisi

Aylar	Komprösörlü Soğutma Sisteminde Elektrik Kullanımı (kWh)
Haziran	86085
Temmuz	268352
Ağustos	291473
Eylül	221528
Ekim	57032
<b>Toplam</b>	<b>824470</b>

İşletme elektrik maliyeti =Yıllık elektrik sarfiyatı x Elektrik fiyatı

Elektrik fiyatı = 0.259 TL/kWh (www.tedas.gov.tr)

İşletme elektrik maliyeti = 213538 TL/yıl , bulunur.

Mevcut soğutma sisteminin gücü,  $W_k$  ;

$$W_k = \frac{Q}{COP}$$

$COP=3.0$  , olarak kabul edilir.

$Q=2500$  kW

$W_k=833.3$  kW , bulunur.

Yıllık çalışma süresi ,  $YÇS$  ;

$$YÇS = \frac{YET}{W_k}$$

$YET$  ,yıllık elektrik tüketimi olmak üzere,

$YET=824470$  kWh

$YÇS=989.4$  h , olarak bulunur.

## 2.Su Tüketimi

Soğutma kulesinde buharlaşma ,kaçak gibi sebeplerden kaynaklanan su kaybı bedelidir. Toplam akış oranının , $506 \text{ m}^3 / h$  , %1 'i , $5.06 \text{ m}^3 / h$  seviyesindedir.

Su maliyeti =  $YÇS$  x Su fiyatı x Saatlik su tüketimi

Su fiyatı =  $8.47 \text{ TL/m}^3$  , (www.izsu.gov.tr)

Su maliyeti =  $42430 \text{ TL /yıl}$  bulunur.



### 3. Bakım masrafı

Mekanik sistemde çıkabilecek arızalar ve rutin bakımları için yapılan masraflar olup absorpsiyonlu sisteme nazaran göreceli olarak daha fazla olup toplam yatırım maliyetinin yaklaşık %2 'si olarak yıllık 16000 TL olarak kabul edilmiştir. Çizelge 3.12 de konvansiyonel sistemin yıllık işletme gideri görülmektedir.

Çizelge 3.12. Konvansiyonel sistemin yıllık işletme gideri

Elektrik Tüketimi	213538
Su Tüketimi	42430
Bakım Masrafı	16000
<b>Toplam Bedel (TL)</b>	<b>271968</b>

### 3.8.2 Absorpsiyonlu sistemin işletme gideri

#### 1. Elektrik tüketimi ,

Sistemin toplam elektrik gücü çizelge 3.13 de verilmiştir.

Çizelge 3.13. Absorpsiyonlu sistemin toplam elektrik gücü

<b>Cihazın Adı</b>	<b>Gücü (kW)</b>
Soğutma makinesi	8.2
Soğutma kulesi sirkülasyon pompası	13.2
Soğutma kulesi fan motorları	30
Sıcak su sirkülasyon pompaları	7.2
Soğutulmuş su sirkülasyon pompaları	12
<b>Toplam</b>	<b>70.6</b>

Elektrik maliyeti = YÇS x Elektrik fiyatı x Toplam elektrik gücü

Elektrik maliyeti = 18103 TL/yıl bulunur.

## 2. Su tüketimi

Soğutma kulesinde buharlaşmadan kaynaklanan su kaybı bedelidir. Toplam akış oranının  $,746 \text{ m}^3 / h$ , %1 'i  $,7.46 \text{ m}^3 / h$  seviyesindedir.

Su maliyeti = YÇS x Su fiyatı x Saatlik su tüketimi

Su maliyeti = 62554 TL /yıl bulunur.

## 3. Bakım masrafı

Mekanik sistemde çıkabilecek arızalar ve rutin bakımları için yapılan masraflar olup yıllık toplam yatırım maliyetinin yaklaşık %1 'i ,8000 TL olarak kabul edilmiştir.

## 4. Jeotermal su tüketimi

Sistemde enerji kaynağı olarak kullanılacak jeotermal su İzmir Jeotermal A.Ş. tarafından sağlanmaktadır. İl özel idaresinin malı olan otel özel bir şirket tarafından işletilmekte olup anlaşma gereği jeotermal suya herhangi bir bedel ödenmemektedir. Çizelge 3.14 de absorpsiyonlu sistemin yıllık işletme gideri görülmektedir.

Çizelge 3.14. Absorpsiyonlu sistem yıllık işletme gideri

Elektrik Tüketimi	18103
Su Tüketimi (Buharlaşma)	62554
Bakım Masrafı	8000
Jeotermal Su Tüketimi	0
<b>Toplam Bedel (TL)</b>	<b>88657</b>

#### 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI

Bir yatırımın ekonomik açıdan verimli olup olmadığı sistemin geri ödeme süresi ile yakından ilgilidir. Absorbsiyonlu sistemin bir önceki bölümde yapılan yatırım ve işletme maliyetlerine göre geri ödeme süreleri hesaplanmıştır.

İki türlü geri ödeme sisteminden bahsetmek uygun olacaktır ; çalışan mevcut sistemin yerine tesis edilmesi durumuyla, soğutma sistemlerinin ilk defa kurulum yapılması halinde ki geri ödeme süreleri.

##### 4.1 Mevcut Sistem Yerine Absorbsiyonlu Sistem Tesisi Halinde Geri Ödeme Süresi

Mevcut sistem yerine Absorbsiyonlu soğutma sistemi tesis edilmesi durumunda sistem için yapılacak yatırımın geri ödeme süresi bu yatırımın verimli olup olmadığını gösterecektir. Oluşacak tablo çizelge 4.1 de görülmektedir.

Çizelge 4.1. Mevcut soğutma sistemi yerine absorbsiyonlu sistem tesisi durumunda yatırım ve işletme maliyetleri

Sistem	İlk Yatırım Maliyeti (TL)		İşletme Maliyeti (TL)
	1.Seçenek	2.Seçenek	
<b>Absorbsiyonlu</b>	1339191.8	798308.1	88657
<b>Konvansiyel</b>	-		271968
<b>Fark</b>	1339191.8	798308.1	183310

Geri ödeme süresi = İlk yatırım maliyetleri arası fark / İşletme maliyetleri arası fark

Yukarıdaki verilere dayanarak absorbsiyonlu sistemin geri ödeme süreleri çizelge 4.2' de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Mevcut soğutma sistemi yerine ASS geri ödeme süresi

Seçenekler	Geri Ödeme Süresi
1. Seçenek	7 yıl 4 ay
2. Seçenek	3 yıl 5 ay

#### 4.2 Soğutma Sistemlerinin İlk defa Kurulması Halinde Geri Ödeme Süresi

Soğutma sistemleri otelin yapıldığı zaman seçim yapılsaydı çıkacak tablo çizelge 4.3 ' te görülmektedir. Burada konvansiyonel sistemde işletme maliyetinde bir düşüş söz konusudur. Mevcut konvansiyonel soğutma tesisatının  $COP_{ke}$  değeri (3.0) ile yeni tesis edilecek soğutma chillerinin  $COP_{ky}$  değeri (5.5) ,(Ek -3), arasında teknolojik gelişmeye paralel olarak verim farklılığından doğan bir düşüş olacaktır.

Yeni konvansiyonel sistem işletme maliyeti ,  $KIM_y$  ;

$$KIM_y = \frac{COP_{ke}}{COP_{ky}} . KIM$$

$$KIM_y = 148346 \text{ TL}$$

Çizelge 4.3. Soğutma sistemlerinin ilk kurulumunda ilk yatırım ve işletme maliyetleri

Sistem	İlk Yatırım Maliyeti (TL)		İşletme Maliyeti (TL)
	1.Seçenek	2.Seçenek	
<b>Absorbsiyonlu</b>	1339191.8	798308.1	88657
<b>Konvansiyel</b>	758100		148346
<b>Fark</b>	624180.2	40208.1	59689

Yukarıdaki verilere dayanarak absorbsiyonlu sistemin geri ödeme süreleri çizelge 4.4. de verilmiştir. İkinci seçenek üretici seçilmesi durumunda ilk yatırım maliyeti konvansiyonel sistemden daha uygundur.

Çizelge 4.4. Soğutma sistemlerinin ilk tesisi halinde ASS geri ödeme süresi

Seçenekler	Geri Ödeme Süresi
1. Seçenek	10 yıl 6 ay
2. Seçenek	8 ay

İkinci seçenekte absorpsiyonlu sistem ilk yatırım maliyeti konvansiyonel sistemle hemen hemen aynı olduğundan geri ödeme süresi 8 ay gibi kısa bir süredir.

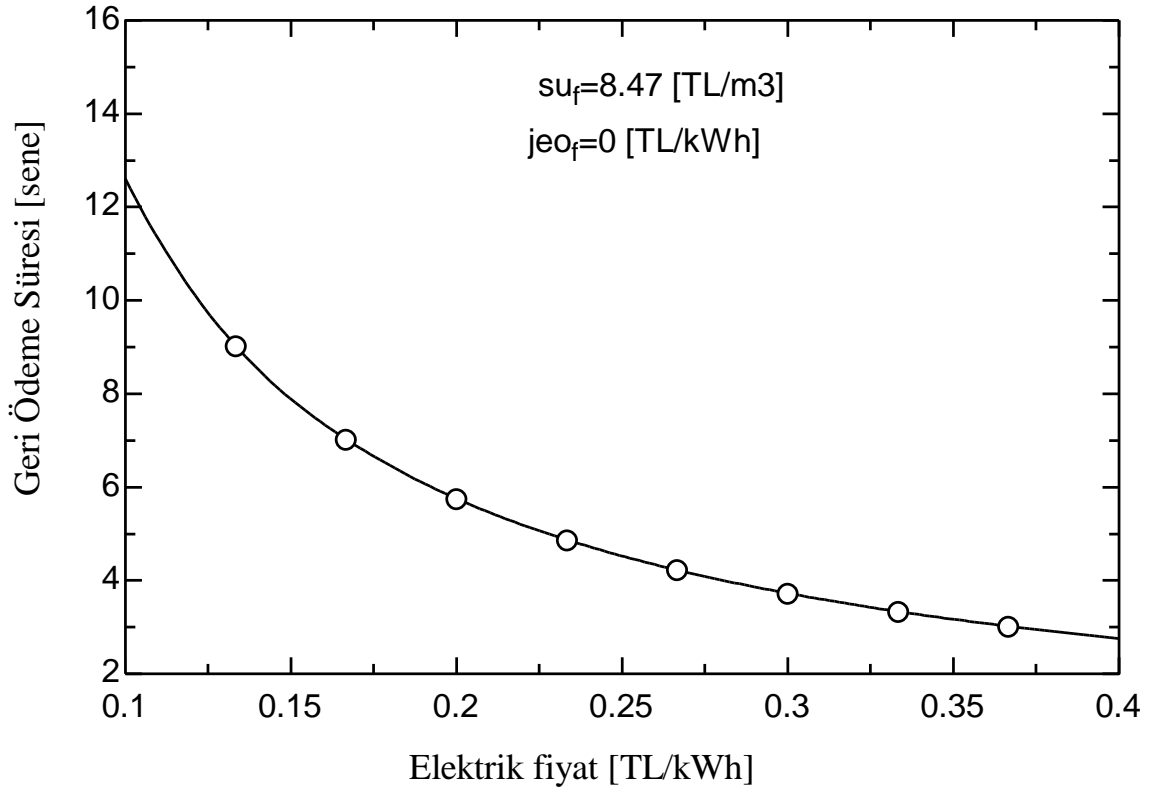
### 4.3. Geri Ödeme Süresini Etkileyen Parametreler

Geri ödeme süresini etkileyen temel faktörler;

1. elektrik ,
2. jeotermal su,
3. Soğutma suyu , fiyatlarıdır.

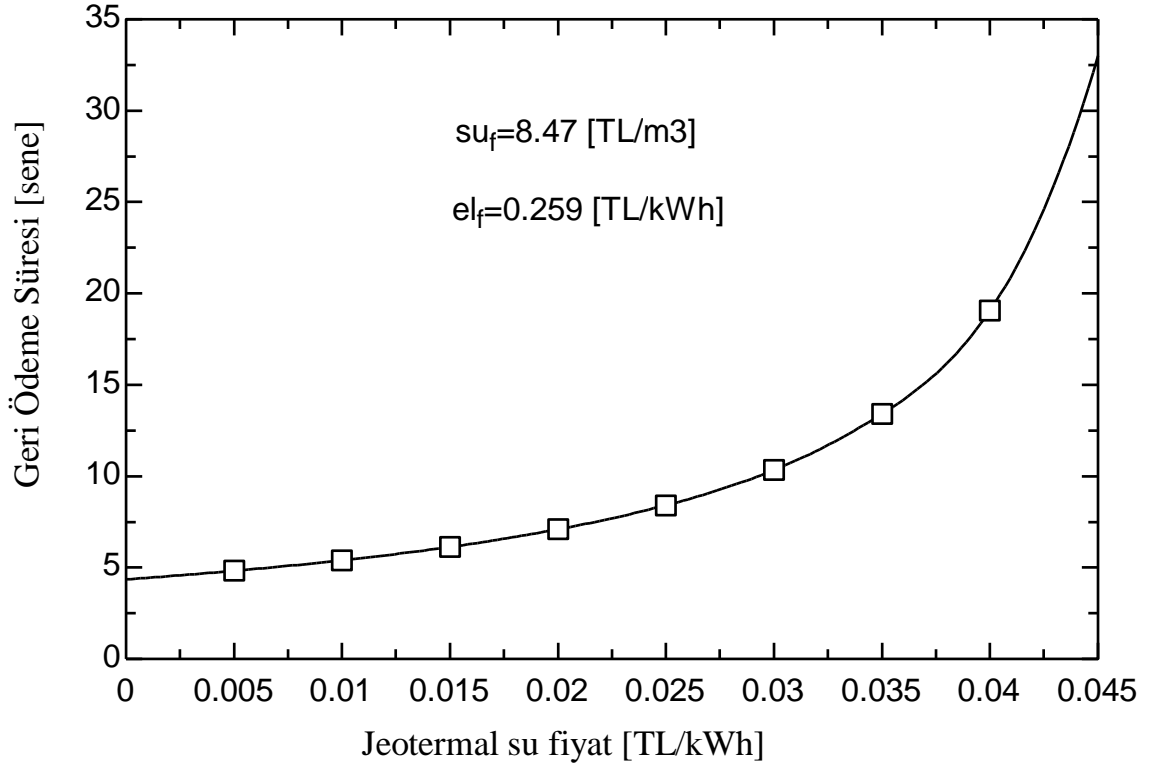
Çalışmamıza konu olan otelde jeotermal enerjiye herhangi bir ücret ödenmemekle birlikte her uygulamada bu mümkün olmayabilir. Değişebilecek elektrik ve su tüketim bedelleri de geri ödeme sürelerinde büyük farklılıklar oluşturabilirler. Burada değişik senaryolar için geri ödeme süreleri çizelge ve şekillerle incelenmiştir.

Şekil 4.1 de elektrik fiyatına göre absorpsiyonlu soğutma sisteminin geri ödeme süreleri görülmektedir.



Şekil 4.1. Elektrik fiyatına göre absorpsiyonlu soğutma sisteminin geri ödeme süreleri

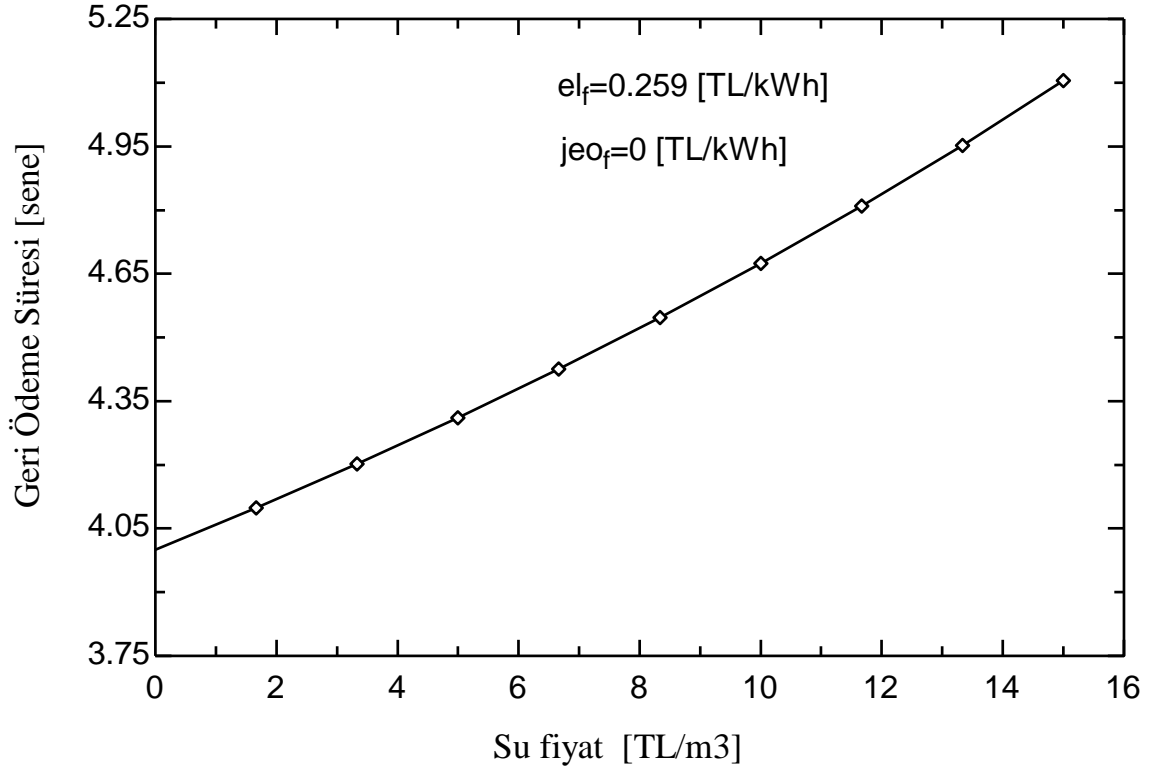
Elektrik birim fiyatı arttıkça sistemin geri ödeme süresi hızla kısalmaktadır. Jeotermal suyun birim fiyatına göre geri ödeme süresindeki farklılık da şekil 4.2 de görülmektedir.



Şekil 4.2. Jeotermal enerji fiyatına göre absorpsiyonlu soğutma sistemi geri ödeme süreleri

Jeotermal enerji ülkemizde genellikle kış döneminde ısıtma amacıyla kullanıldığından yaz döneminde atıl durumda kalmaktadır. Jeotermal enerjinin fiyatlandırılma şekilleri  $m^2$  başına sabit yıllık bedel yada kalorimetre kullanarak kWh bedeline göre ücretlendirme gibi yöntemler uygulanmaktadır. İzmir Jeotermal A.Ş. 2009-2010 sezonu fiyatlarına göre 4.65 Kuruş/kWh yada 8.115  $m^2$ /yıl olarak belirlenmiştir. Yaz döneminde kullanılacak jeotermal enerji için ilgili jeotermal şirketinin ayrıca fiyat belirlemesi uygun olacaktır.

Su fiyatındaki değişimlerin geri ödeme süresine etkisini şekil 4.3 de görmek mümkündür.



Şekil 4.3. Su fiyatına göre absorpsiyonlu sistemin geri ödeme süreleri

Görüldüğü üzere geri ödeme süresi elektrik fiyatıyla ters orantılı , jeotermal su fiyatı ve soğutma amaçlı su fiyatıyla doğru orantılıdır. Bölgesel fiyat farklılıkları gözönünde bulundurularak yatırımın analizinin yapılması yerinde olacaktır.



## 5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu çalışmada tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin modellenmesi yapılmış ve hesaplamalar için EES bilgisayar programı kullanılmıştır. Çıkan termodinamik sonuçlara göre sistemin çalışma parametreleri üzerinde değişiklikler yapılarak sonuçlar elde edilmiştir.

Soğutma performans katsayısının jeneratör sıcaklığı ve evaporatör sıcaklığıyla doğru kondenser sıcaklığıyla ters orantılı olduğu görülmüştür. Oluşturulan modele göre COP 0.787 bulunmuştur. Jeneratör sıcaklığının 110 °C daha fazla artması COP değerini arttırmadığı , tek kademeli sistem için limit değer olduğu görülmüştür. Kristalizasyon probleminden dolayı jeneratör sıcaklığının alttan ve üstten sınırlandırılması gerektiği görülmüştür (74-110 C°).

Soğutma sisteminin enerji kaynağı olarak otele 300 metre mesafedeki jeotermal kaynak kullanılmıştır. Mevcut soğutma sistemi ve absorpsiyonlu soğutma sistemi için araştırma yapılmış. Tasarlanan sisteme göre fiyat teklifleri alınmıştır. İlk yatırım ve işletme maliyetleri incelenmiştir. Mevcut sistemin yerine absorpsiyonlu sistemin kurulması durumunda yıllık 183310 TL tasarruf edildiği , geri ödeme süresinin de farklı iki model için aralarında , 7 yıl 4 ay ve 4 yıl 5 ay , yaklaşık üç yıl fark olduğu görülmüştür. İlk tesis edilme durumlarına bakıldığında da ekonomik modele göre absorpsiyonlu sistemle konvansiyonel sistem yatırım maliyetinin yakın olduğu görülmüştür.

ASS geri ödeme süresini etkileyen üç parametre vardır. Bunlar elektrik ,soğutma suyu ve jeotermal su fiyatıdır. Elektrik fiyatının %50 artarak 0.388 TL/kWh üstünde olması durumunda yatırımın geri ödeme süresi %36 düşerek 2 yıl 10 aya gerilemiştir. Soğutma suyunun geri ödeme süresindeki etkisi daha sınırlıdır. Soğutma suyu bedelinin

%50 artarak  $12.7 \text{ TL}/m^3$  olması durumunda geri ödeme süresi %5.6 artarak 4 yıl 8 aya çıkmaktadır. Jeotermal suya bedel ödenmesi durumunda sonuçlar dramatik biçimde değişmektedir,  $0.02 \text{ TL}/\text{kWh}$  durumunda geri ödeme süresi 7 yıl 1 ay ,  $0.045 \text{ TL}/\text{kWh}$  olması durumunda 33 yıla çıkmaktadır. Bu süre ekonomik yatırım için uygun değildir. Üç girdiden geri ödeme süresini etkileyen en önemli faktörün jeotermal enerji kaynaklı sıcak su olduğu görülmektedir. Elektrik fiyatı onu takip etmektedir.

Dünyada ki gelişen çevre bilinci yenilenebilir enerji kaynaklarının değerini arttırmaktadır. Ülkeler bu kaynaklarının kullanım oranını arttırmak için çeşitli teşvikler uygulamaktadır. Küresel ısınmaya sebep olan karbon salınımında jeotermal enerjinin mevcut fosil yakıtlara göre avantajı fazla olması , AB 'ne girmek için çabalayan ülkemiz için önemli bir kaynaktır.

Yaz aylarında soğutma için kullanılan elektrik enerjisinin pik yaptığı dönemlerde yaşanan sıkıntılar mevcut elektrik altyapısını zorlamaktadır. Turistik bölgelerde yaşanan bu sıkıntı ülke turizmini de olumsuz etkilemektedir.

Jeotermal kaynaklı tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin incelenmesinden çıkan önemli noktaları sıraladığımızda ;

1. Atık enerji ,kojenerasyon uygulamaları , jeotermal enerjinin bulunduğu noktalarda en uygun soğutma sistemi absorpsiyonlu sistemdir.
2. Absorpsiyonlu sistemin işletme maliyetini etkileyen en önemli faktörler jeotermal sıcak su ve soğutma suyu birim maliyetleridir.
3. Sistemin geri ödeme süresinde en önemli parametreler jeotermal enerji ve elektrik fiyatlarıdır.
4. Çevresel faktörler açısından jeotermal kaynaklı absorpsiyonlu sistem direk ateşlemeli ve kompresörlü sistemelere nazaran üstündür.

Türkiye jeotermal açıdan düşük entalpili geniş bir kaynağa sahip olduğundan iklimlendirme uygulamaları için oldukça önemli bir kaynağa sahiptir. Yaz döneminde atıl olarak kullanılmayan jeotermal tesislerin absorpsiyonlu sistemlere yönlendirilmesi mevcut sistemelerin verimlerini arttıracak ve son kullanıcıların talep artışına sebep olacaktır.

Enerjide büyük ölçüde dışa bağımlı olan ülkemizin bu kaynağı kullanması ekonomik açıdan olduğu kadar stratejik açıdan da önemlidir.

## KAYNAKLAR

- ASHRAE, 1989. 1989 ASHRAE Handbook of fundamentals. American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta.
- Asdrubali, F., Grignaffini, S. 2005. Experimental evaluation Of The Performances Of A H<sub>2</sub>O – LiBr Absorption Refrigerator Under Different Service Conditions, International journal of refrigeration, 28 (4): 489-497.
- Akkuş, İ., Akıllı, H., Ceyhan, S., Delemre, A., Tekin, Z. 2005. Türkiye Jeotermal Kaynakları Envanteri, Maden Tetkik Arama Genel Müdürlüğü, Ankara 1-3,410-414.
- Ataer, Ö.E.ve Göğüş, Y.,1988, Amonyak/Su Soğurmalı Sistemlerin Analizi ve Isıl Süreçlerdeki Tersinmezlikten Karşılaştırılması, Isı Bil. Tek.Kongresi.
- Arslan, S., Darıcı, M. ve Karahan, Ç. 2001. Türkiye'nin jeotermal enerji Potansiyeli. M. Toksoy, (Ed.), Jeotermal Enerji Doğrudan Isıtma sistemleri; Temelleri ve Tasarımı. Makina Mühendisleri Odası yayınları,İzmir, s.21-28.
- Bourseau, P ve Bugarel, R., July 1986, Refrigeration Par Cycle a Absorption des Systems NH<sub>3</sub> -NASCN, Int. J. Of Refrigeration, pp 206-214.
- Dinçer, İ., Türe, İ.E., Edin, M. 1994. R22 ve DMETEG Akışkan Çiftinin Kullanıldığı Güneş Enerjili Bir Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı. Güneş Enerjisi Uygulamaları – Gelişmeleri Sempozyumu Bildiriler Kitabı., Muğla, s.243-249.
- Grossman, G. ve Michelson, E. 1981, A Modular Computer Simulation of Absorption Systems, ASHRAE Trans., Vol. 88, part 1, 2691.
- Güney, M. Ş. 2001. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Yenilikler. Yüksek Lisans Tezi, (yayınlanmamış) ,Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, s.1-5.
- Güngör, C. 2003. Emici Ön Soğutuculu Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Tasarımı ve Tesisi. Doktora Tezi,(yayınlanmamış), Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 1-5.
- Geothermal Education Office, Steam Press Journal., 1993,USA
- İncili, V. 2006. Jeotermal Enerji İle Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Aydın İli Salavatlı Jeotermal Bölgesinde Kullanılabilirliğinin Araştırılması. Yüksek Lisans Tezi.(yayınlanmamış),Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, s.1-101.
- İlbiği, L. 2003.Jeotermal Enerji İle Absorbsiyonlu Soğutma ve Diğer Soğutma Alternatifleriyle Ekonomik Karşılaştırmalar. Yüksek Lisans Tezi, (yayınlanmamış) , Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara,s.6-98.
- Kaynaklı,Ö., Yamankaradeniz, R.2003.Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Eşanjörlerin Sistemin Performansına Etkisi. Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi,8:1-3.
- Kon, O., Mertbaş, Ö. S.2005.Termodinamik Kısılma Olayında Farklı Çıkış Hızlarında Gazların Sıcaklık ve Basınç Değişimi. BAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü dergisi, 7 (1):40 .
- Kurem, E., Horuz İ. 2004. Soğurmalı Isı Yükselticilerinde Amonyak-Su ile LityumBromür-Su Eriyiklerinin Karşılaştırılması. Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık fakültesi Dergisi, 9 (2): 27.

- Lucas, A., Donate M., Molero C. 2004. Performance Evaluation and Simulation of a New Absorbent for an Absorption Refrigeration System. *International Journal of Refrigeration*, 27, (4), 324-330.
- Lumd, J. W., Freeston, D. H. ve Boyd, T. L. 2005. World-Wide Direct Uses of Geothermal Energy. World Geothermal Congress (WGC), Antalya.
- Mertoğlu, O. 2003. Türkiye’de Jeotermal Uygulamalar ve Kullanım Potansiyeli. *Tesisat Dergisi*, Eylül-Ekim: 42.
- Misra,R.D., Sahoo, P.K., Gupta, A. 2005. Thermoeconomic Evaluation and Optimization of a Double Effect H<sub>2</sub>O/LiBr Vapour-Absorption Refrigeration System. *International Journal of Refrigeration*, 28 (3): 331-343.
- McNeely, L.A., 1979. Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide. *ASHRAE Transactions*, Vol. 85, No. 3, pp 413-434.
- Onat, A., İmal M., İnan, A.T. 2004. Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar. *KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi*,7 (32):32.
- Özal, L.,Ataer, Ö.E. ve Göğüş, Y. Eylül 1987. Amonyak Soğutuculu Su Soğuruculu Sistemin Similasyonu. 6. Ulusal Isı Bil.ve Tek. Kongresi, Ankara
- Schulz, S. C. G. 1964. Equation of State for the System Ammonia-Water for Use With Computers. *I.I.F.-I.I.R. Commision R.I.*, p. 431-436.
- Schulz, S. C. G. 1971. Equation of State for the System Ammonia-Water Mixtures, *I.I.R. Commision II*, Washington D.C.
- Selbaş, R. 1998. Soğutma Ders Notları. Yayınlanmamış , Isparta.
- Selbaş, R. 2006. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Absorber Sıcaklığının Etkisinin Termodinamik ve Termoekonomik Analizi. *SDÜ Fen Bilimleri enstitüsü Dergisi*,10-(1): 136 .
- Simsek, S., Mertoglu, O., Bakır, N., Akkus, \_ ve Aydogdu, Ö. 2005. Geothermal Energy Utilisation, Development and Projections- Country Update Report (2000-2004) of Turkey. World Geothermal Congress (WGC), Antalya.
- Şahin, T. 2006. İzmir İli İçin Jeotermal Enerji Kaynaklı Absorbsiyonlu Soğutma Odası, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-5.
- Şencan A. 2006. LiBr+LiNO<sub>3</sub>+LiCl/H<sub>2</sub>O ile Çalışan Çift Etkili Bir Soğurmalı Soğutma Sisteminin Analizi İçin Farklı Bir Yaklaşım. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 21 (3): 467 .
- Şencan, A. 1999. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı S.D.Ü. Oditoryumunda Uygulanabilirliğinin Araştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, s.1-40.
- Perez-Blanco, H. 1984. Absorption Heat Pump Performance For Different Types of Solutions, *Int. J. Of Refrigeration*, Sayı 7, p. 115-122.
- Patterson, M.R.Perez-Blanco, H. 1988. Numerical Fits of the Properties of Lithium Bromide-Water Solutions. *ASHRAE Trans.*, Volume 88, Part 2, p .2059-2077.
- Rogowska, A. 2003. District Cooling By a Geothermal Heat Source. *Geothermal Trainning Programme The United Nations Universty*, Reykjavik, R 23:19.

- Van Kasteren, P.H.G. 1971. The Crystallization Behaviour and Caloric Properties of Water/ Ammonian Mixtures Between 70 and 300 K, I.I.F. – I.I.R. – Commision RI , p. 81-87.
- Wright, P. M. ve Culver, G. 2004. Jeotermal Kaynakların Doğası. Z. İlken, B. Özerdem ve G. Gökçen, (Çev. Ed.), Jeotermal Enerji Doğrudan Kullanım ve Tasarım. İzmir Makine Mühendisleri Odası ,İzmir ,s. 7-26.
- Yılmaz, Ö. 1999. Jeotermal Enerji, Jeotermal Enerji ve Afyon'da Kullanımı., Afyon Kocatepe Üniversitesi Yayınları, s.1-9.
- Yiğit,A., 1989, Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Similasyonu, İ.T.Ü. Doktora Tezi, İstanbul
- Yokozeki, A. 2005. Theoretican Performances Of various Refrigerant-Absorbent Pairs İn A Vapor-Absorption Refrigeration Cycle By The Use Equations Of State. Applied energy, 80 (4): 383-399.
- Zorkun, M.E. ve Ardıç, A.R. 1980. Soğutma Tekniği ve Klima. M.E.B. Yayını, İstanbul.
- Zongchang, Z., Xiaodang, Z., Xuehu, M. 2003. Thermodynamic Performance Of A Double Efect Absorption Heat-Transformer Using. Applied thermal, 23, (18),2407-2414.
- <http://www.izsu.gov.tr/standartPage.aspx?id=65>, Erişim Tarihi : 05.01.2010 , Konu : İzmir ili su tarifesi.
- <http://www.tedas.gov.tr/265,2010tarifeleri.html>, Erişim Tarihi : 05.01.2010, Konu : Elektrik tarifesi.
- <http://img72.imageshack.us/img72/9660/entegremb7.jpg>,, Erişim Tarihi : 10.01.2010, Konu : Entegre jeotermal tesis.
- <http://www.fchart.com/eas/eas.shtml>, Erişim tarihi :20.10.2008.Konu: F-Chart Software, EES, Engineering equation solver.

**EK -1 EES Program Kodu**

{Single Stage Absorption Chiller Water-Libr by Hasan Basri Ravul}

{ Tek Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi  
Yüksek Lisans Tezi  
Hasan Basri Ravul }

"Çevrim Üst Basıncı"

T[2]=T\_c  
P\_high=P\_SAT(Steam,T=T[2])

"Cycle Low Pressure"

T[4]=T\_e  
P\_low=P\_SAT(Steam,T=T[4])

"Point1 Condenser Entry"

T[1]=T\_g  
P[1]=P\_high  
h[1]=ENTHALPY(Steam,T=T[1],P=P[1])

"Point2 Condenser Exit"

P[2]=P\_high  
x\_2=0  
h[2]=ENTHALPY(Water,X=x\_2,P=P[2])

"Point3 Throttle Valve Exit"

T[3]=T\_e  
P[3]=P\_low  
h[3]=h[2]

"Point4 Evaporator Exit"

P[4]=P\_low  
h[4]=ENTHALPY(Steam,T=T[4],P=P[4])

"Point5 Absorber Exit ,Pump Entry"

T\_a=T\_c  
T[5]=T\_a  
P[5]=P\_low  
X[5]=X\_LIBR('SI',T[5],P[5])  
h[5]=H\_LIBR('SI',T[5],X[5])

"Point6 Pump Exit ,Heat Exchanger Entry "

$$\begin{aligned} T[6] &= T[5] \\ P[6] &= P\_high \\ X[6] &= X[5] \\ h[6] &= h[5] \end{aligned}$$

"Point 8 Generator Exit , Exchanger Entry"

$$\begin{aligned} T[8] &= T\_g \\ P[8] &= P\_high \\ X[8] &= X\_LIBR('SI' ,T[8],P[8]) \\ h[8] &= H\_LIBR('SI' ,T[8],X[8]) \end{aligned}$$

"Point 9 Heat Exchanger Exit ,Valve Entry"

$$\begin{aligned} P[9] &= P\_high \\ \epsilon &= (h[8]-h[9])/(h[8]-h[6]) \\ \epsilon &= 0.6 \\ X[9] &= X[8] \end{aligned}$$

"Point7 Generator Entry , Heat Exchanger Exit"

$$\begin{aligned} P[7] &= P\_high \\ X[7] &= X[6] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} f &= X[8]/(X[8]-X[5]) \quad \{\text{Akış oranı}\} \\ (f+1)*(h[7]-h[6]) &= f*(h[8]-h[9]) \end{aligned}$$

$$h[7] = H\_LIBR('SI' ,T[7],X[7])$$

$$(f+1)*(T[7]-T[6]) = f*(T[8]-T[9])$$

$$\begin{aligned} h[10] &= h[9] \\ P[10] &= P\_low \\ T[10] &= T[9] \\ X[10] &= X[9] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q\_gen &= h[1] + f*h[8] - (f+1)*h[7] \\ q\_abs &= (f+1)*h[5] - f*h[10] - h[4] \\ q\_evp &= h[4] - h[3] \\ q\_con &= h[2] - h[1] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta Q\_1 &= Q_e + Q_j \\ \Delta Q\_2 &= Q_a + Q_c \end{aligned}$$

$$COP = Q_e / Q_j \quad \{\text{Soğutma tesir katsayısı}\}$$

$$Q_e = 2500 \quad \{2500 \text{ kw otelin soğutma yükü}\}$$

$$m\_dot[1] = Q_e / (h[4] - h[3]) \quad \{2500 \text{ kw için soğutma suyu debisi}\}$$

$$\begin{aligned} m\_dot[2] &= m\_dot[1] \\ m\_dot[3] &= m\_dot[1] \\ m\_dot[4] &= m\_dot[1] \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} m\_dot[7]/m\_dot[1] &= f \\ m\_dot[6] &= m\_dot[7] \\ m\_dot[5] &= m\_dot[7] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m\_dot[8] &= m\_dot[7] - m\_dot[1] \\ m\_dot[9] &= m\_dot[8] \\ m\_dot[10] &= m\_dot[8] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_c &= m\_dot[1] * q\_con \\ Q_c &= m\_dot[1] * q\_con \\ Q_a &= m\_dot[1] * q\_abs \\ Q_j &= m\_dot[1] * q\_gen \end{aligned}$$

{Ekonomik Analiz}

{İşletme Maliyetleri}

$$\begin{aligned} EM\_k &= Es\_k * el\_f && \{\text{Elektrik maliyeti}\} \\ Es\_k &= 824470 && \{\text{Elektrik sarfiyatı}\} \\ el\_f &= 0.259 && \{\text{Elektrik fiyatı}\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} SM\_k &= Ycs * Su\_f * Sst\_k && \{\text{Su Maliyeti}\} \\ Ycs &= 990 && \{\text{Yıllık çalışma saati}\} \\ Su\_f &= 8.47 && \{\text{Su fiyatı}\} \\ Sst\_k &= 5.06 && \{\text{Saatlik su tüketimi}\} \end{aligned}$$

$$BM\_k = 16000 \quad \{\text{Bakım Masrafı}\}$$

$$KIM = EM\_k + SM\_k + BM\_k \quad \{\text{Konvansiyonel İşletme Maliyeti}\}$$

$$\begin{aligned} EM\_a &= Es\_a * el\_f * Ycs && \{\text{Elektrik maliyeti}\} \\ Es\_a &= 70.6 && \{\text{Elektrik sarfiyatı}\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} SM\_a &= Ycs * Su\_f * Sst\_a && \{\text{Su Maliyeti}\} \\ Sst\_a &= 7.46 && \{\text{Saatlik su tüketimi}\} \end{aligned}$$

$$BM\_a = 8000 \quad \{\text{Bakım Masrafı}\}$$

$$AIM = EM\_a + SM\_a + BM\_a \quad \{\text{Absorbsiyonlu İşletme Maliyeti}\}$$

$$FIM = KIM - AIM \quad \{\text{İşletme maliyetleri arası fark}\}$$

{Geri ödeme süreleri}

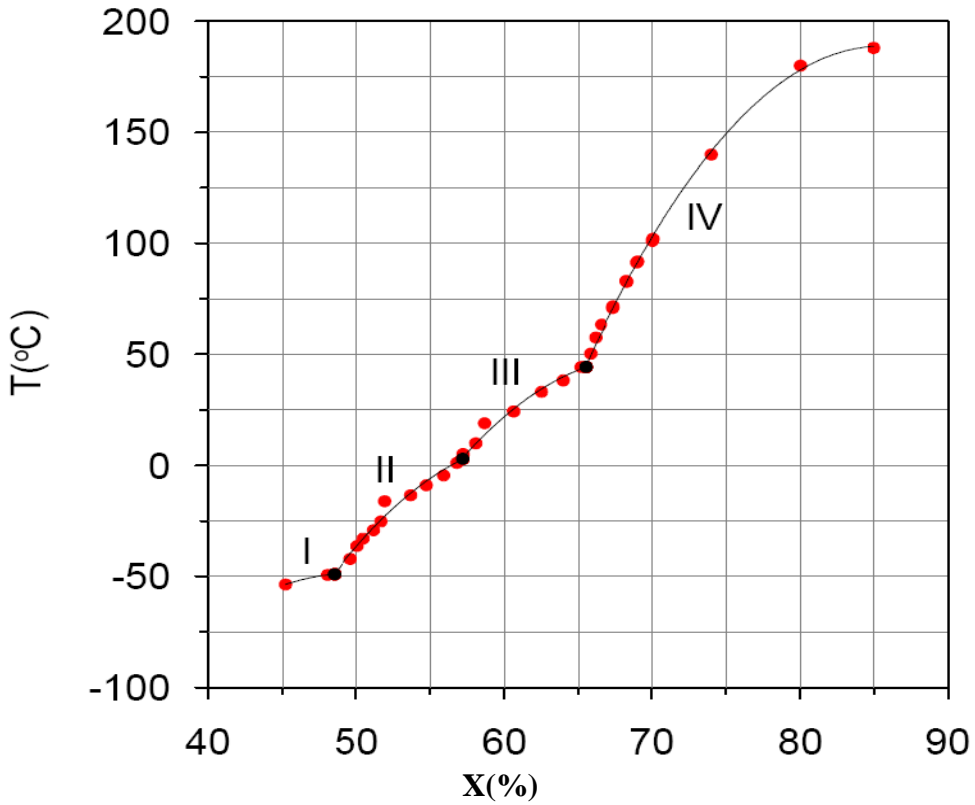
Payback\_1=YM\_a1/FIM {1. Seçim}  
Payback\_2=YM\_a2/FIM {2. Seçim}

YM\_a1=1339191  
YM\_a2=798308.1

{Yeni konvansiyonel sisteme göre işleme gideri }

KIM\_y=(COP\_e/COP\_y)\*KIM  
COP\_e=3.0  
COP\_y=5.5

{Kristalizasyon sıcaklığı ile alakalı Dong-Seon KIM (2007) tarafından polinom fonksiyonları olarak verilmiştir. }



{Bölgelere göre kristalizasyon sıcaklığını veren EES kodu aşağıdaki gibidir ;}

PROCEDURE CRTEMP(x,:T)

{ \$TEST Libr solüsyonuna göre kristalizasyon sıcaklığı}

IF ( x<0.485) THEN T:=-398.3+25.107\*(100\*x)-0.253\*(100\*x)^2-273.15

```
IF (0.485<x) AND (x<0.572) THEN T:=-919.4+38.51957477*(100*x)-  
0.3080928653*(100*x)^2-273.15
```

```
IF (0.572<x) AND (x<0.655) THEN T:=-1159.4+42.7386184*(100*x)-  
0.308288545*(100*x)^2-273.15
```

```
IF (x>0.655) THEN T:=-4486.9+130.3204838*(100*x)-0.8697209191*(100*x)^2-  
273.15
```

```
END
```

```
CALL CRTEMP(X:T)
```

**EK -2 Boru Çapı Hesabı**

Uygun boru çapını bulmak için metre başına düşen basınç kaybı araştırılır.

ASS sıcak su debisi ,  $\dot{m} = 341 [m^3 / h]$

Boru çapı ,D, DN 250 seçilir.

Ortalama sıcak su sıcaklığı 100 [°C] seçilir. Buna göre ;

Yoğunluk,  $\rho = 957.85 [kg / m^3]$

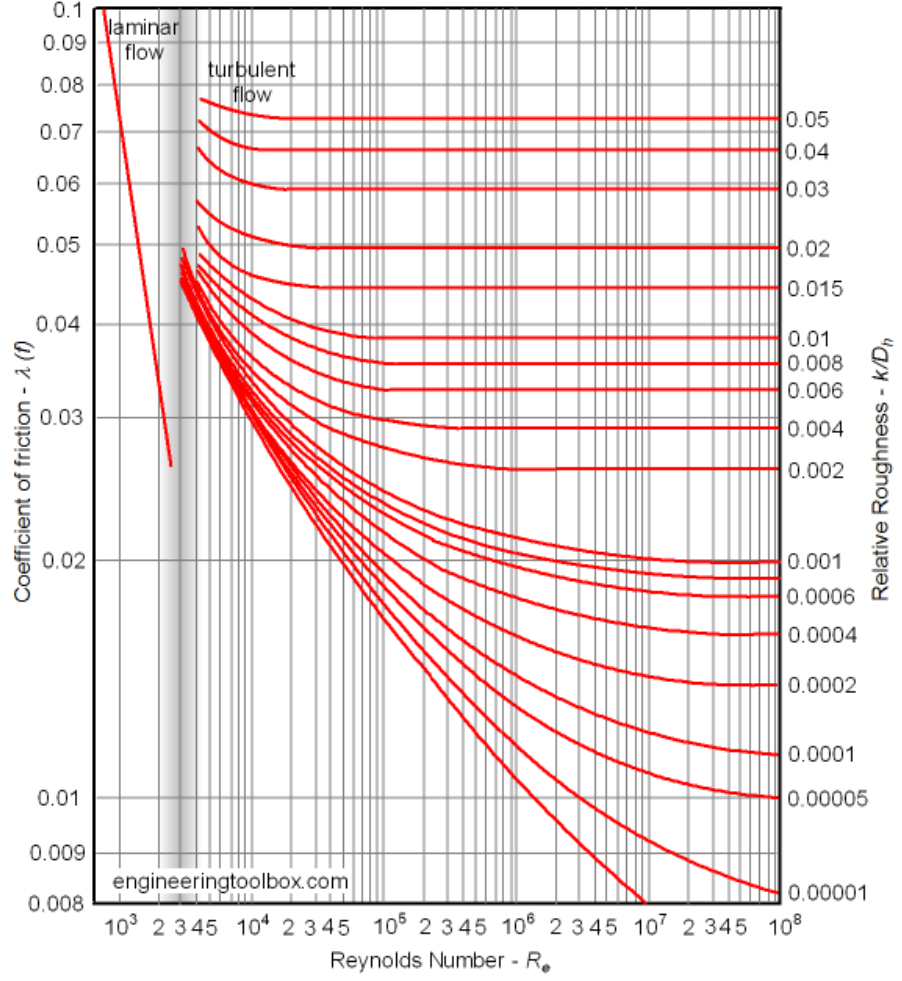
Dinamik viskozite,  $\mu = 0.282 \cdot 10^{-3} [Ns / m^2]$

Borudaki akış hızı ,  $V = \frac{(4 \cdot \dot{m})}{\pi \cdot D^2} = 1.93 [m/s]$

Reynolds sayısı ,  $Re = \frac{(\rho \cdot V \cdot D)}{\mu} = 371089$

Siyah boru için boru pürüzlülüğü ,  $k_s = 0.05 [m]$

Bağıl pürüzlülük,  $B_{puru} = \frac{k_s}{D} = 0.0002$



Şekil E2. Moody diyagramı ([www.engineeringtoolbox.com](http://www.engineeringtoolbox.com))

Reynolds sayısı ve bağıl pürüzlülüğe göre Moody diyagramından sürtünme katsayısı ,

$\lambda = 0.018$  , bulunur.

$L = 1$  [m] için,

$$\text{Basınç düşümü} , h_f = \lambda \cdot \left(\frac{L}{D}\right) \cdot \left(\frac{\rho \cdot V^2}{2}\right) = 134 \text{ [Pa/m]}$$

Metre başına basınç düşümü 100-200 [Pa/m] arasında olduğundan seçilen boru çapı uygun olarak kabul edilir.

**EK - 3 Konvansiyonel Sistem Teklifi****ALARKO****ALARKO CARRIER  
SANAYİ VE TİCARET A.Ş.****İSTANBUL SATIŞ MÜŞESSESİ /  
İSTANBUL BRANÇ**

Gebze Organize Sanayi Bölgesi (G-OSB)

Şahabettin Bilgisu Cad. Gebze-İZMİT

Telefon/Phone : (0262) 648 60 00

Faks/Telefax : (0262) 648 60 78

Ticaret Sicil No/

Registration No : 85696 / 29776

İLGİLİ YAZINIZDA AŞAĞIDAKİ İŞARETİMİZİ BELİRTİNİZ  
PLEASE ADDRESS CORRESPONDENCE TO:

- TARİH/DATE** : 24.11.2009  
 **İŞARETİMİZ/OUR REFERENCE** : K09/931/ARK  
 **DOSYA NO/QUOTATION NO** : K09/10439/ARK

Hasdemir Müh. Oto Gaz Montaj Ve Dogal Gaz

Sn. H. Basri RAVUL

TEKLİF MEKTUBUDUR.

İŞİN ADI / SUBJECT  
SOĞUTMA GRUBU TEMİNİİLGİ / REFERRING TO  
MALZEME TEMİNİTOPLAM BEDEL / TOTAL PRICE  
198.000 USD + KDV  
Yüzdoksansekizbin USD + KDV  
KDV(%18)= 35640 USD

TESLİM SÜRESİ / DELIVERY TIME

Sipariş avansının ödenmesini müteakip 13-14 çalışma haftası içerisinde ( Sipariş aşamasında teslim süresi ile ilgili teyit alınmalıdır. )

TESLİM ŞEKLİ / DELIVERY TERMS

Alarko Carrier Depomuzda kamyon üzerinde teslim edilecektir.

ÖDEME ŞEKLİ / PAYMENT TERMS

Toplu bedelin %30'u siparişte nakden, %70'i siparişte alınacak teslim süresi vadeli döviz çeki ile ödenecektir. ÖTV ( varsa ) ve KDV teslimden önce alınacak, yasal ödeme tarihli çekle ödenecektir. Ödemelerde, ödeme tarihindeki TCMB Efektif satış kuru esas alınacaktır.

GARANTİ / GUARANTEE

Malzemelerimiz, imalat ve malzeme hatalarına karşı iki (2) yıl süreyle garantimiz altındadır.

OPSİYON / OPTION

Teklifimiz değişen şartlara göre uyarlanacaktır.

Saygılarımızla / Best Regards,

**Ali Fuat KOLAÇAN**  
Sistem Satışları Müdürü  
e-mail: fuat.kolacan@alarko-carrier.com.tr  
Tel: 0 262 6486068 GSM: 0 533 5971231

**ALARKO**

ALARKO CARRIER  
SANAYİ VE TİCARET A.Ş.  
SATIŞ MÜŞESSESİ / İSTANBUL BRANÇ

**Ararad KÜÇÜKOĞLU**  
Sistem Satışları Mühendisi  
e-mail: ararad.kucukoglu@alarko-carrier.com.tr  
Tel: 0 262 6486071

**Eki / Enclosure:** Keşif Özeti / Equipment list

Geciken Türk Lirası ödemelere aylık %3, dövizli ödemelere aylık %1 faiz uygulanır.

Geciken KDV ödemelere aylık %3 faiz uygulanır.

Vergi, Fon, resim ve harçlardaki değişiklik veya ilaveler yükümlülere aittir.

Form No: 3.070-2.1

## EK -4 ASS Teklifi I



YORK INTERNATIONAL

HASDEMİR MUH.  
BURSAYORK KLİMA VE SOĞUTMA SERVİS,  
SANAYİ VE TİCARET A.Ş.

Saniye Ermutlu Sok.No:8 Kemal Persentli İş Merkezi

Kozyatağı/İstanbul - Türkiye

Tel:(+90-216) 651 09 29 (PBX) Fax:(+90-216) 651 09 49

PROFORMA INVOICE

İSTANBUL : 03.04.2006

REF : 06320

PAGE : 1

NO	ADET	AÇIKLAMA	BİRİM FİYAT	TOPLAM FİYAT
		<b>YORK ABSORPTION CHILLER</b> Vakum pompası, solüsyon/soğutkan pompası, pompa izole vanaları, mikroprosesör kontrol panosu cihazın standart ekipmanlarıdır. <b>İlave ekipmanlar</b> - LiBR + AdvaGuard750 İnhibitor + Soğutkan (H <sub>2</sub> O) - Evaporatör tarafı isil izolasyonu - Evap. & Abs/Kondenser akış anahtarları - Jeneratör tarafı 3 yollu kontrol vanası - Start-up ve işletme eğitimi	<b>USD</b>	<b>USD</b>
1	2	<b>Model No : YIA -8E1-2250 KW</b> Soğutma Kapasitesi : 1,937,000. kCal/h Sarıfiyat : 78,22 l / sec @ 105 °C Evaporatör Su Giriş/Çıkış : : 12 / 07 °C Kondenser Su Giriş/Çıkış : : 30/ 37.2°C Ebatlar ve nakliye ağırlığı : 6864x2288x3835 mm, 17700 kg	<b>254,500 -</b>	<b>509,000 -</b>
		<b>İSTANBUL GUMRUK TESLİMİ</b>	.....ABD \$	<b>509,000 -</b>
		<b>Ödeme :</b> Akreditif ile		
		<b>Teslimat :</b> 16-18 hafta		
		<b>Garanti :</b> Cihazlar teslimattan itibaren 24 ay süre ile York garantisi altındadırlar.		
		Garanti servis ve bakım hizmetlerinin York tarafından gerçekleştirilmesi durumunda geçerlidir.		
		<b>Geçerlilik</b> (15) Gün		
		<b>YORK KLİMA VE SOĞUTMA, SERVİS SANAYİ VE TİCARET A.Ş.</b>		



YORK INTERNATIONAL

HASDEMİR MUH.  
BURSAYORK KLİMA VE SOĞUTMA SERVİS,  
SANAYİ VE TİCARET A.Ş.

Saniye Ermutlu Sok.No:8 Kemal Persentili İş Merkezi

Kozyatağı/Istanbul - Türkiye

Tel:(+90-216) 571 65 00 (10 Lines) Fax:(+90-216) 571 65 65

PROFORMA INVOICE

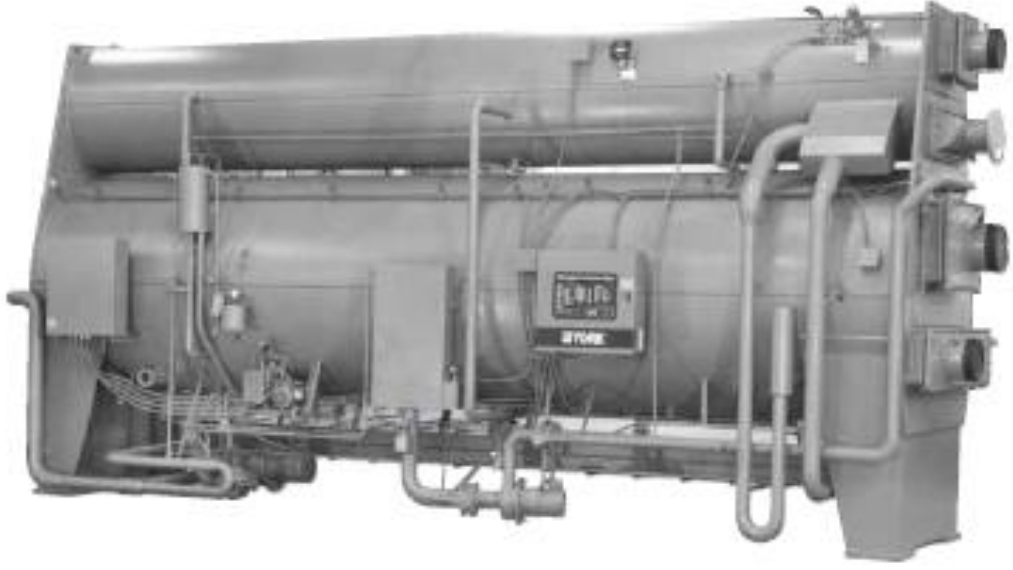
İSTANBUL : 3-Nis-2006

REF : 06320

SAYFA : 1

NO	ADET	AÇIKLAMA	BİRİM FİYAT	TOPLAM FİYAT
		<b>BALTIMORE FXT SOĞUTMA KULESİ</b> -Aksiyel fanlı -Z600 galvaniz çelik üzeri BALTIPLUS korozyon koruması kaplı -ÇİFT FAN MOTORU -HAVA EMİŞ VE FAN KORUMA IZGARALARI Su giriş/çıkış sıcaklığı..... : 37.0 / 30 °C Yaş termometre sıcaklığı..... : 25. °C	<b>EURO</b>	<b>EURO</b>
1	2	<b>FXT-500</b> Soğutma kapasitesi..... : 3063.6 kW Su debisi..... : 98.9 l/s Motor..... : 22.0 kW Ebatlar..... : 7334x2219x3353 mm Çalışma ağırlığı..... : 8590 kg Nakliye ağırlığı..... : 3275 kg  <b>YIA_8E1-2250 Chiller için</b>	<b>48,000 -</b>	<b>96,000 -</b>
		<b>TOPLAM İSTANBUL ŞANTİYE TESLİM.....</b>	<b>EURO</b>	<b>96,000 -</b>
		KDV : % 18 Dahil değildir Teslimat : 12 Hafta Ödeme : Akreditif ile Garanti : Cihazlar her türlü malzeme ve imalat hatalarına karşı teslim tarihinden itibaren 24 AY garantimiz altındadır. Cihaz garantisi ancak, servis ve bakım hizmetlerinin YORK yetkili servislerince gerçekleştirilmesi durumunda geçerli olacaktır. Geçerlilik : (1) Ay		
		<b>YORK KLİMA VE SOĞUTMA, SERVİS SANAYİ VE TİCARET A.Ş.</b>		





Şekil E4. York YIA-8E1 tek kademeli absorpsiyonlu soğutucu

## EK -5 ASS Teklifi II

## 产品报价表

(Quotation)

单位 Unit: 美元 US\$

序号 Item	品名 (Description)	规格型号 (Model)	单价 (Unit price)	数量 (Quantity)
1	Hot water operated Lithium Bromide Absorption Chiller	RXZ-250F (Cooling capacity: 2500 KW)	142060.00	1
2	Open circuit cooling water tower (SKD)	BL(II)J-400 (Flow rate: 400m <sup>3</sup> /h)	11780.00	2
3	Total amount	USD 165,620.00		
4	Terms of Payment: 30% deposit by T/T before we arrange product, and the other balance 70% before shipment within 15days.			
5	Terms of Shipment: 1). Within 90 days after receipt the deposit. 2). Partial shipment and Transshipment allowed. 3). Mode of transportation: Ocean transportation 4). Packing: Solid Wooden Box 5). Port of shipment: NINGBO 6). Port of destination: Optional sea port.			

## Note:

1. The above firm offer is based on FOB NINGBO (free on board).
2. The seller guarantees the quality within 18-month after leaving factory.
3. The Buyer shall provide lodging, food, transportation, insurance and necessary communication inside the buyer's country and round-trip tickets between Turkey and China if the overseas service is needed. Besides, the buyer shall pay the service engineer of the seller at US\$ 100/person/day.
4. Validity of quotation: 30 days from date of quotation.

Zhejiang Lianfeng Refrigeration Machine Co., Ltd  
Shangyu Kecheng Heating & ventilation Equipment Co., Ltd  
Nov 20<sup>th</sup>, 2009

### Technical parameters for Hot-water LiBr Absorption Chiller

(热水型溴化锂吸收式冷水机组性能参数表)

Description 设备名称		Hot-water LiBr Absorption Chiller
Model 型号		RXZ-250F
Cooling capacity 额定制冷量		2500Kw
Hot water 热水	Flow rate 流量	341m <sup>3</sup> /h
	Inlet/Outlet Temp 进出口温度	116°C / 107°C
	Connection diameter(DN) 接管口径	200mm
Chilled water 冷媒水	Flow rate 流量	538m <sup>3</sup> /h
	Inlet/Outlet Temp 进出口温度	12°C/8°C
	Connection diameter(DN) 接管口径	250mm
Cooling water 冷却水	Flow rate 流量	746m <sup>3</sup> /h
	Inlet/Outlet Temp 进出口温度	30°C/37°C
	Connection diameter(DN) 接管口径	300mm
Electrical consumption 耗电	Generation pump 发生泵	3.7kW
	溶液泵	3.0kW
	Evaporation pump 蒸发泵	1.5kW
Dimension 外形 尺寸	Length(长)	6900mm
	Weight (宽)	2200mm
	Height(高)	3300mm
Shipping weight 运输重量		19.5T
Operation weight 运转重量		29T
LiBr solution volume 溶液量		6.5T

**Note:**

1. Fouling factor for chilled water and cooling water: 0.086m<sup>2</sup>/Kw.  
冷却水、冷媒水污垢系数为 0.086m<sup>2</sup>/KW。
2. The standard gauge pressure limit for chilled water and cooling water: ≤0.8MPa  
冷却水、冷媒水水室压标准承压(表): ≤0.8MPa

### Technical parameters for cooling water tower

(冷却塔技术性能参数表)

品名 Description	Cooling water tower
冷却塔型号 Model	BL ( II ) J-400
湿球温度 Wet bulb temp. (°C)	24
冷却水量 Flow rate(m <sup>3</sup> /h)	400
进塔水温 Inlet water temp (°C)	37
出塔水温 Outlet water temp (°C)	30
温 差 Temp diff(°C)	7
风 量 Air flow(m <sup>4</sup> /h)	300000
风机型号 Fan model	JT-LZ-A-42
风机直径 Fan diameter(mm)	4200
风机数量 Fan quantity	1
叶片材质 Blade material	Aluminum alloy
风机转速 Fan rev. (r/min)	165
电机型号 Motor model	YLZ180-6
电机功率 Motor power (KW)	15
电机数量 Motor quantity	1
漂流损失 Drift loss(%)	0.001
电 压 Voltage(V)	380
频 率 Frequency(HZ)	50
相 数 Phase	3
制品重量 Product WT. (t)	5.5
运转重量 Operational WT. (t)	8.83
噪声(16m处) Noise figure dB(A)	68
进水压力 Water-in pres (KPa)	48
外型尺寸 Dimension (Diameter×Height)	6000mm×5550mm



Şekil E5. Lianfeng tek kademeli absorpsiyonlu soğutucu

## EK –6 Eşanjör Teklifi



CARİ HESAP ÜNVANI	: HASDEMİR
CARİ HESAP ADRESİ	:
SEMT / ŞEHİR	: BURSA
TELEFON NO	: 0224 211 78 73
FAKS NO	: 0224 211 50 73

TEKLİF TARİHİ	: 19.11.2009
TEKLİF NO	: 091119-14149
GEÇ. TARİHİ	:

## PLAKALI EŞANJÖR TEKLİFİMİZ

Sn. HASAN RAVUL Dikkatine;

Malzeme Açıklaması	Adet	Birim Fiyat	Toplam Fiyat(Euro)
MIT 643 78 PLAKALI EŞANJÖR	1	3.690,00 €	3.690,00 €

TOPLAM İNDİRİMLİ FİYAT : 3.690,00 €

Firmamızın / Ürünlerimizin sahip olduğu kalite belgeleri:



TESLİM SÜRESİ : 4-6 HAFTA  
 ÖDEME ŞEKLİ : SİPARİŞTE 60 GÜN ÇEK KARŞILIĞI  
 TESLİM YERİ : İSTANBUL DEPOMUZ  
 T.C.M.B. EFEKTİF SATIŞ KURU GEÇERLİDİR.

DETAYLAR :  
 FIRMA VE BANKA BİLGİLERİMİZ ;  
 YAPI KREDİ BANKASI ŞUBE KODU: 723 HESAP NO: 81757710  
 VERGİ DAİRESİ: SARIGAZI  
 VERGİ NUMARASI: 3280358712  
 Fiyatlarımıza KDV Dahil Değildir

Firmamızda Ödemelerinizi Kredi Kartı ile yapabilemeniz mümkündür.

## Genel Şartlar:

- 1 – Ürünlerimiz her türlü imalat hatalarına karşı 2 yıl garantilidir.
- 2 – Ürünlerimiz için 10 yıl yedek parça bulundurmayı taahhüt ederiz.
- 3 – Eşanjörlerimiz geçme conta teknolojisine sahiptir.
- 4 – Siparişinizle birlikte ürünümüze ait kullanım kitapçığı, garanti belgesi, ISO ve CE belgelerimiz gönderilecektir.
- 5 – MIT markası ile sattığımız eşanjörlerimiz %100 yerli ve kendi imalatımızdır.
- 6 – Memnun kalmadığımız ürünleri 3 ay içerisinde herhangi bir neden göstermeksizin iade edebilirsiniz.

## DEMİR ÇETİN

Siparişiniz Halinde Onaylayarak Bize  
 Fakslamanızı Rica Ederiz



Yeni Çamlıca Mah. Sarıççek Cad.  
 No:8 Ümraniye / İstanbul

Tel: +90 216 444 35 46  
 Faks: +90 216 660 13 08

[info@mit-phe.com](mailto:info@mit-phe.com)  
[www.mit-phe.com](http://www.mit-phe.com)

[info@ekinendustriyel.com](mailto:info@ekinendustriyel.com)  
[www.ekinendustriyel.com](http://www.ekinendustriyel.com)

**MIT Plakalı Eşanjörü Teknik Detaylarımız**

<b>Görev - Duty :</b>		
Firma - Company :		Liste Fiyatımız- List Price:
Proje Kodu - Project Code:		Ürün No - Product No:
Eşanjör Tipi - PHE Type:	643	Mühendis - Engineer:
Tag No:		Tarih - Date :



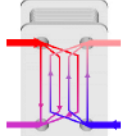




Akışkan Bilgileri			Primer	Sekonder
Yoğunluk	Density	kg/l	0,99	0,99
Isıl Kapasite	Specific Heat Capacity	kcal/kg °C	0,99	0,99
Termal İletkenlik	Thermal Conductivity	kcal/h°C m	0,52	0,52
Giriş Vizkozitesi	Inlet Viscosity	cP	1,00	1,00
Çıkış Vizkozitesi	Outlet Viscosity	cP	1,00	1,00

Proses Bilgileri / Pcess Data:			Primer	Sekonder
Akışkan	Fluid		WATER	WATER
Kütleli Debi	Mass Flow Rate	kg/h	372900	341400
Hacimsel Debi	Volume Flow Rate	l/h	396000	356800
Giriş Sıcaklığı	Inlet Temperature	°C	123,0	102,0
Çıkış Sıcaklığı (Görev):	Outlet Temperature	°C	114,8	111,0
Hesaplanan Basınç Kaybı	Pressure Drop	bar	0,49	0,42
Isı Transfer Miktarı	Heat Exchange Capacity	kW	3800	
Isı Transfer Katsayısı - Görev	Heat Transfer Coff. - Duty	kcal/hm <sup>2</sup> °C	7869,42	
Isı Transfer Katsayısı - Gerçek	Heat Transfer Coff. - Real	kcal/hm <sup>2</sup> °C	7710,2	
% Isı Transfer Farkı	Difference in HTC		0,27 %	
Eşanjör içinde sıvı hacmi	Fluid Volume in PHE	l		

Plakalı Eşanjör Özellikleri / Plate Heat Exchanger Properties			
Eşanjör Tipi	Plate Heat Exchanger Type	643	
Gövde Tipi	Frame Type	MIT10	
Boyutlar (Yükseklik*Genişlik)	Dimensions	mm	1406x815
Toplam Plaka Sayısı	Total Number Of Plates	78	
Toplam Isı Transfer Alanı	Heat Transfer Area	m <sup>2</sup>	33,54
Plaka Malzemesi - Kalınlığı	Plate Thickness	0,5 mm SS AISI 316	
Conta Malzemesi	Gasket Material	EPDM	
Giriş - Çıkış Bağlantıları	Primer Inlet Dimension	H1	NW200 Flanşlı
	Primer Outlet Dimension	H4	NW200 Flanşlı
	Seconder Inlet Dimension	H3	NW200 Flanşlı
	Seconder Outlet Dimension	H2	NW200 Flanşlı
Dizayn Kodu	Design Code	MIT	
Sertifika	Certificates		
Dizayn Sıcaklığı	Design Temperature	°C Maks	150 Min. 0
Dizayn Basıncı	Design Pressure	bar	10,0
Test Basıncı	Test Pressure	bar Çift Taraf	15,5 Tek Taraf 12,0
Yaklaşık Sevkiyat Ağırlığı - Kütles	Shipping mass and volume		kg m <sup>3</sup>

**Genel Şartlar**

a- Firmamız eşanjörlerimiz için imalat hatalarına karşı 2 sene garanti ve 10 sene yedek parça bulundurma garantisini taahhüt eder.b-Plakalı eşanjörlerimiz geçme conta teknolojisiye sahiptirler. Yani contalar plaka üzerinde açılmış olan geçme deliklerine geçerek sabitlenmektedirler.Böylece eşanjörlerimizin contaları bakım esnasında kolaylıkla sökülerek temizlenebilmektedir.c-Plakalı eşanjör siparişiniz ile birlikte ürünüme ait kullanım kitapçığını ve diğer spesifikasyonların bulunduran dokümantasyonu firmamıza göndermeyi taahhüt eder.

Bağlantı Şekli	Ürünlerimizin Sertifikaları	CE / PED	GOST
	 		

**EK-7 İzolasyonlu Boru Teklifi**

25 Kasım 2009 15:35 tarihinde Hasan Ravul <[hbravul@hasdemir.com.tr](mailto:hbravul@hasdemir.com.tr)> yazdı:

Sn. HASAN BEY Yapılmakta olan merkezi sistem ıstması için yaklaşık fiyatlar ektedir %15 civarı ek parça(birleştirme seti ,kompansatör,sabit mesnet,dirsek ,te) ilave etmeniz gerekmektedir.

Saygılar sunarım ,

NİMKA İNŞAAT

FATİH GÜNERİ

Adres: Başkent Organize San.Böl.

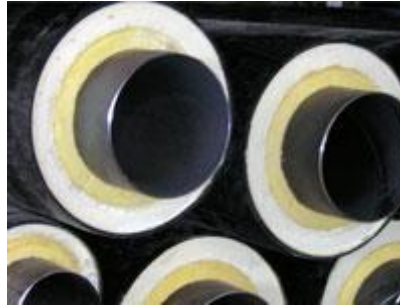
Atatürk Bulvarı No:61 Malıköy /Temelli Ankara

Tel: 0312.220 21 66

Fax: 0312.220 21 77

[satis@nimka.com.tr](mailto:satis@nimka.com.tr)

Çap	Metraj [m]	Birim Fiyatı	Toplam (€)
DN 250	600	57,0 euro	34200



--  
NİMKA Jeotermal Boru Sanayi



### EK -8 Pompa Maliyeti

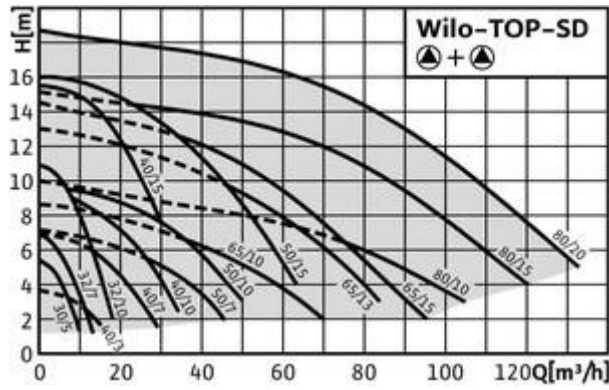
Absorbsiyonlu sistem (II. Seçim) değerleri;

Soğutma kulesi , 746 [ $m^3 / h$ ]

Sıcak su , 341 [ $m^3 / h$ ]

Soğutulmuş su , 538 [ $m^3 / h$ ]

Mevcut değerlere göre Wilo TOP-SD serisi (80/20 ve 80/15) pompa tipleri seçilmiştir.



	Tip	Adet	Toplam güç [kW]	Birim Fiyat [€]	Toplam [€]
Soğutma kulesi	80/20	6	13.2	2791	16746
Sıcak su	80/20	4	7.2	2791	11164
Soğutulmuş su	80/15	6	12	2545	15270
Toplam Bedel					43180

Wilo Pompa 2009 genel fiyat listesine göre , 95000 [TL] bulunur.

## ÖZGEÇMİŞ

### Bilgiler

Soyadı, adı : Ravul , Hasan Basri  
Uyruğu : T.C.  
Doğum tarihi ve yeri : 23.04.1973 Bursa  
Medeni hali : Evli  
Telefon : 0 (224) 211 78 73  
Faks : 0 (224) 211 50 73  
e-mail : hbravul@yahoo.com

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Lisans	Uludağ Üniversitesi/ Makine Mühensiliği	1996
Lise	Tophane Teknik	1991

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
1999-2000	Dörteller Otomotiv A.Ş.	Teknik Büro Şefi
2000-.....	Hasdemir Ltd.Şti.	Ortak

### Yabancı Dil

İngilizce

### Hobiler

Seyahat ve spor

## TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tezi olarak çalıştığım jeotermal enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi konusunda, değerli vakitlerini ayırarak, bilgilerinden yararlandığım sayın hocam Prof. Dr. Abdulvahap YİĞİT'e saygılarımı ve şükranlarımı sunmayı bir borç bilirim.

Lisans ve yüksek lisans öğrenimi boyunca, emeği geçen ve her türlü yardımlarını esirgemeyen Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü hocalarıma , gerekli incelemeleri yapmam için yardımcı olan Thermal Princess otelinin teknik departmanına , absorpsiyonlu soğutucuların üretim proseslerini yerinde tanımamızı sağlayan Lianfeng firmasından Chen Qiuping'e teşekkür ederim.

Öğrenimim boyunca bana maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen değerli anne ve babama , desteği için eşime minnettarım.