

**İZMİR İLİ İÇİN JEOTERMAL ENERJİ KAYNAKLI ABSORBSİYONLU
SOĞUK ODA TASARIMI**

Tuner ŞAHİN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KASIM 2006
ANKARA**

**İZMİR İLİ İÇİN JEOTERMAL ENERJİ KAYNAKLI ABSORBSİYONLU
SOĞUK ODA TASARIMI**

Tuner ŞAHİN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KASIM 2006
ANKARA**

Tuner ŞAHİN tarafından hazırlanan İZMİR İLİ İÇİN JEOTERMAL ENERJİ KAYNAKLI ABSORBSİYONLU SOĞUK ODA TASARIMI adlı bu tezin yüksek lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd.Doç.Dr. Kurtuluş BORAN
Tez Yöneticisi

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Doç. Dr. Serdar YÜCESU

Üye : Doç. Dr. H. Mehmet ŞAHİN

Üye : Doç. Dr. İsmet ÇELİKTEN

Üye : Y.Doç. Dr. Kurtuluş BORAN

Üye : Y.Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK

Tarih: 07/ 11 /2006

Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygundur.

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Tuner ŞAHİN

**İZMİR İLİ İÇİN JEOTERMAL ENERJİ KAYNAKLI ABSORBSİYONLU
SOĞUK ODA TASARIMI
(Yüksek Lisans Tezi)**

Tuner ŞAHİN

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Kasım 2006

ÖZET

Tüm dünyada olduğu gibi ülkemizde de enerji üretimi fosil yakıtlar tüketilerek yapılmaktadır. Fosil yakıtların yakın gelecekte tükeneceği ve Kyoto bildirisi gereği dünya fosil yakıt tüketiminin sınırlandırılması çalışmaları göz önüne alındığında yeni ve yenilenebilir temiz enerji kaynaklarının kullanım alanlarının ve teknolojilerinin geliştirilmesi gereği ortaya çıkmaktadır. Ülkemiz yeni, yenilebilir ve sürdürülebilir enerji kaynağı olan jeotermal kaynak bakımından dünyada yedinci sırada yer almaktadır. Yüzey sıcaklığı 40 derecenin üzerinde 140 civarında kaynak bulunmaktadır. Tüm kaynaklarımızın değerlendirilmesinin petrole eşdeğerinin 9 milyar dolar olduğu hesaplanmıştır. Bu çalışmada İzmir ili Balçova bölgesinin jeotermal özellikleri dikkate alınarak bölgenin ihtiyacı olan meyve depolaması için elektrik ve doğal gazlı soğuk oda sistemlerine alternatif bir jeotermal enerji kaynaklı soğuk oda tasarlanmıştır. LiBr – H₂O çifti kullanarak tasarlanan jeotermal enerji kaynaklı absorpsiyonlu soğutma çevrimli soğuk odanın işletme maliyeti analizi ile elektrik ve doğal gaz enerji kaynaklı absorpsiyonlu soğuk odaların işletme maliyeti analizleri yapılmış ve karşılaştırılmıştır.

Bilim Kodu : 708.3.015
Anahtar Kelimeler : Jeotermal Enerji, Absorpsiyonlu Soğutma;
Sayfa Adedi : 107
Tez Yöneticisi : Yrd. Doç. Dr. Kurtuluş BORAN

**A SIMULATION OF ABSORPTION REFRIGERATION STORAGE USING
GEOTHERMAL ENERGY SOURCE FOR IZMIR**

(Thesis For Master Degree)

Tuner ŞAHİN

**GAZI UNIVERSITY
SCIENCE INSTITUTE**

November 2006

ABSTRACT

The energy is produced by consuming the fuel from fossils in our country as in all over the world. When all the sources of fuel from fossils are run out in near future and to the requirements of Kyoto declaration, when the studies on minimizing the world's total fuel from fossils consumption are considered, it will be necessary to develop the new and renew true energy sources usage area and the technologies of them. Among the other countries, Turkey is the seventh country who has new and renew energy sources. Approximately 140 sources over 40 C as the surface temperature are found. The results show that the evaluation of all the sources in our country is equivalent to 9 billion \$ as in the field of fuel oil . In this study, considering the geothermal characteristics of Balçova Geothermal area, Izmir, an alternative absorption refrigeration storage has been simulated for fruit storage to replace the refrigeration storage systems with electric and natural gases. Operating cost analysis of the absorption refrigeration storage which is simulated using LiBr – H₂O as the working fluid in the cycle, has been calculated and compared with the conventional absorption refrigeration storages with electric and natural gases.

Science code : 708.3.015
Key words : Geothermal Energy, Absorption Refrigeration
Number of pages : 107
Advisor : Yrd. Doç. Dr. Kurtuluş BORAN

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren Hocam Yrd. Doç. Dr. Kurtuluş BORAN'a ve çalışmalarına maddi ve manevi sürekli destek veren aileme teşekkürlerimi bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELER LİSTESİ.....	xii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	xiii
HARİTALARIN LİSTESİ.....	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR.....	7
3. SOĞUTMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİ.....	13
3.1. Soğutma Tekniği.....	13
3. 2. Soğutma Sistemleri ve Termodinamik Çevrimler	14
3.3 Buhar Sıkıştırılmalı Sistemler	15
3.4 Gaz Akışkanlı Soğutma Çevrimleri	16
4. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ.....	18
4.1. Soğutma sistemleri Sınıflandırılması	18
4.2. Açık Değişim	18
4.3. Kapalı Çevrim.....	18
4.4. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi.....	18
4.5. Absorbsiyonlu ve Buhar Sıkıştırılmalı Çevrim İlişkisi.....	20

	Sayfa
4.6. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi.....	21
4.7. Sistem Bileşenlerinin Tanımı.....	25
4.7.1. Eriyik pompası	25
4.7.2. Jeneratör	25
4.7.3. Kondenser	26
4.7.4. Evaporatör	26
4.7.5. Absorber	26
4.7.6. Isı eşanjörü	27
4.7.7. Kısılma vanası.....	27
4.8. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Kullanılan Akışkan Çiftleri	27
4.9. Lityum Bromür-Su Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi	28
4.10. LiBr – H ₂ O Karışımının Avantaj ve Dezavantajları	30
4.11. H ₂ O-Amonyak Karışımının Avantaj ve Dezavantajları	31
4.12. Hava ve Su Soğutmalı Absorbsiyonlu Sistemlerin Karşılaştırılması	31
4.13. Sistemin Soğutma Yükünün Belirlenmesi	32
4.14. Lityumbromür- Su Akışkan Çifti Kullanılan Soğutma Makineleri	33
4.14.1. Sürekli çalışan pompasız absorbsiyonlu makine	33
4.14.2. LiBr-Su akışkan çiftli, tek etkili, pompalı, sürekli çalışan absorbsiyonlu makine.....	34
4.15. Absorbsiyonlu Çevrimin Buhar Sıkıştırılmalı Çevrimle Karşılaştırılması	35
4.16. Absorbsiyonlu Çevrimin Basınç Bölgeleri	39
5. JEOTERMAL ENERJİ.....	41
5.1. Jeotermal Enerjinin Tanımı.....	41

	Sayfa
5.2. Jeotermal Enerjinin Tarihçesi	42
5.3. Jeotermal Enerjinin Dünyadaki Durumu	44
5.4. Dünya Üzerindeki Jeotermal Sahalar.....	47
5.5 Jeotermal Enerji Kaynakları	47
5.5.1. Normal ısı gradyanlı sahalar	47
5.5.2. Radyojenik sahalar	47
5.5.3. Yüksek ısı akışlı bölgeler	48
5.5.4. Basınç altındaki jeotermal sahalar:	48
5.5.5. Nokta ısı kaynakları	48
5.6. Kullanım Alanları	49
5.7. Türkiye'nin Önemli Jeotermal Alanları.....	51
5.8. İzmir İli Jeotermal Alanları.....	51
5.9. Balçova Jeotermal Alanları.....	52
5.10. Sıcak Su Kullanımı	53
5.11. Açılan Sondajlar.....	55
5.12 Jeotermal Enerji İle Soğutma.....	55
6. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ÇALIŞMA ÖZELLİKLERİ....	56
6.1. Evaporatörün Özellikleri.....	56
6.2. Kondenserin Özellikleri	57
6.3. Absorberin Özellikleri	57
6.4. Generatörün Özellikleri	58
6.5. Kütleli Debilerin Hesaplanması.....	59
6.6. LiBr-H ₂ O Eriyiğinin Sıcaklık-Basınç-Konsantrasyon Özellikleri.....	59

Sayfa

6.7. Sistem Elemanlarının Isı Yüklerinin Belirlenmesi	60
6.7.1. Generatör ısı yükü	60
6.7.2. Kondenser ısı yükü	61
6.7.3. Absorber ısı yükü	61
6.7.4. Evaporatörün ısı yükü	61
6.7.5. Isı değiştirgeci ısı yükü	61
6.7.6. Sistemin Performans Katsayısı	61
7. SİSTEM ELEMANLARININ BOYUTLARININ HESAPLANMASI	62
7.1. Evaporatör	62
7.1.1. Dış ısı iletim katsayısı	63
7.1.2. Evaporatör boyutları	64
7.2. Kondenser	67
7.2.1. İç ısı taşınım katsayısı	68
7.2.2. Yoğuşma film katsayısı	69
7.2.3. Toplam ısı transfer katsayısı ve kondenser boyutları	69
7.3. Isı Değiştiricisi	71
7.3.1. İç ısı taşınım katsayısı	75
7.3.2. Dış ısı taşınım katsayısı	79
7.3.3. Toplam ısı transfer katsayısı ve ısı değiştirgeci boyutları	81
7.4. Absorber	82
7.4.1. İç ısı taşınım katsayısı	83
7.4.2. Dış ısı taşınım katsayısı	84
7.5. Generatör	87

	Sayfa
7.5.1. İç ısı taşınım katsayısı	87
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	92
8.1 Sonuçlar	92
8.2. Öneriler	94
KAYNAKLAR	96
EKLER.....	99
EK-1 Hesaplamalar	100
ÖZGEÇMİŞ	121

ÇİZELGELER LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Absorpsiyonlu soğutma makineleri için ikili karışımlar.....	30
Çizelge 5.1. Lindal Diyagramı	50
Çizelge 5.2. Balçova jeotermal alanında açılan kuyular.....	54
Çizelge 6.1. LiBr-H ₂ O eriyiğinin sıcaklık-basınç-konsantrasyon değerleri	60
Çizelge 7.1. Hava hızlarına göre toplam ısı transfer katsayıları	66
Çizelge 7.2. Çeşitli eriyiklerin ısı iletkenlikleri.....	78
Çizelge 7.3. Buhar kuruluk derecesinin bir fonksiyonu olarak iç ısı transfer katsayısı.....	89
Çizelge 8.1. İşletme maliyeti karşılaştırma tablosu	93

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi.	15
Şekil 3.2. Basit gaz akışkanlı soğutma çevrimi ve T-S diyagramında gösterimi.....	17
Şekil 4.1. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi	19
Şekil 4.2. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin şematik gösterimi.....	20
Şekil 4.3 Basit absorbsiyonlu ve mekanik buhar sıkıştırırmalı çevrim.....	21
Şekil 4.4. Basit absorbsiyonlu çevrim.....	23
Şekil 4.5. Absorbsiyonlu soğutma sistemi çevrimi basitleştirilmiş diyagramı.....	24
Şekil 4.6. Tek kademeli absorbsiyonlu sistem.....	25
Şekil 4.7. Lityum bromür-su eriyikli tek kademeli absorbsiyonlu soğutma çevrimi	29
Şekil 4.8. Sürekli çalışan absorbsiyonlu çevrim	34
Şekil 4.9. Platen&Munters/Electrolux makinesi.....	38
Şekil 4.10. Absorbsiyonlu makinede basınç bölgeleri.....	39
Şekil 5.1. Jeotermal enerjinin Türkiye’de ve Dünyada değerlendirilmesi ve karşılaştırılması	46
Şekil 5.2. Jeotermal enerjinin Dünyadaki kullanımları ile ilgili yüzdesel dağılımı	46
Şekil 5.2. Jeotermal – hidrotermal kaynak ve oluşumu için gerekli yapı.....	49
Şekil 5.3. Jeotermal enerji entegre tesisleri.....	50
Şekil 6.1.Evaporatör (buharlaştırıcı) sıcaklığının bir fonksiyonu olarak generatör sıcaklığı, COP ve zengin eriyik konsantrasyonu değeri	56
Şekil 6.2. LiBr-H ₂ O eriyiğinin sıcaklık-basınç konsantrasyon diyagramı.....	57
Şekil 6.3. LiBr-H ₂ O karışımında entalpi- LiBr ağırlık oranı	58
Şekil 7.1. Karşıt çapraz akışlı evaporatör.....	62

Şekil	Sayfa
Şekil 7.2. Dairesel kanatlı borulardan çapraz akışlı geçiş için sürtünme faktörleri ve ısı transfer katsayıları, yüzeyler	63
Şekil 7.3. Dairesel Kanat Verimi.	65
Şekil 7.4. Su soğutmalı kondenserler için soğutma suyu hızının toplam ısı transfer katsayısı üzerinde etkisi.	67
Şekil 7.5. Düzeltme faktörü	70
Şekil 7.6. Karşıt akışlı ısı değiştirgeci.....	72
Şekil 7.7. LiBr-su eriyiğinin özgül ısısı	73
Şekil 7.8. LiBr-su eriyiği yoğunluğu	76
Şekil 7.9. LiBr-su eriyiği viskoziteleri.....	76
Şekil 7.10. 20 °C'de LiBr ağırlığının bir fonksiyonu olarak LiBr-su eriyiğinin ısıl iletkenliği	77
Şekil 7.11. Karşıt akışlı ısı değiştirgeci için etkenlik katsayısı.....	82
Şekil 7.12. Absorber.....	83

HARİTALARIN LİSTESİ

Harita	Sayfa
Harita 4.1. İzmir ili jeotermal alanları	53

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
A	Alan (m^2)
C_p	Sabit Basınçta Özgül Isı (J/kgK)
COP	Performans Katsayısı
D	Boru çapı (m)
e_t	Et kalınlığı
g	Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
Gr	Grashof sayısı
H	Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)
h	Entalpi (kJ/kg)
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
L	Boru Uzunluğu (m)
M	Kütleli debi (kg/s)
n	Boru sayısı (adet)
Nu	Nusselt sayısı
P	Basınç (N/m^2)
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isı yükü (kW)
Re	Reynolds sayısı
R_f	Kirlenme faktörü
T	Sıcaklık (K)
U	Toplam ısı transfer katsayısı (W/m^2K)
v	Özgül hacim (m^3/kg)
V	Akışkan hızı (m/s)
X	Konsantrasyon

Simgeler β ε η Δt_m μ ρ ν **Açıklama**Hacimsel genleşme katsayısı (K^{-1})

Isı değiştirgeci etkenliği

Verim

Logaritmik sıcaklık farkı

Viskozite (kg/ms)

Yoğunluk

Kinematik viskozite (m^2/s)**Kısaltmalar****Abs****c****ç****d****evap****f****g****gen****h****ıd****i****kon****l****max****ort****r****v****w****Açıklama**

Absorber

Soğuk akışkan, fakir eriyik

Çıkış durumu

Dış

Evaporatör

Film

Giriş durumu

Genaratör

Sıcak akışkan, zengin eriyik

Isı değiştirici

İç

Kondenser

Sıvı

Maksimum

Ortalama

Soğutkan

Buhar

Cidar

1. GİRİŞ

Günümüzde enerji, tüm dünya ülkelerinin ana sorunlarından birisidir. Her geçen gün artan nüfus ve sanayileşmeye paralel olarak enerji tüketimi de artmaktadır. Ülkemiz enerji kaynakları açısından zengin bir ülke değildir ve bu kaynaklar ağırlıklı olarak ithal birincil enerji kaynaklarından (petrol, doğal gaz ve kömür gibi) karşılamaktadır. Toplam enerji harcamasının %68'ini ithal enerji kaynakları oluşturmaktadır. Ağırlıklı olarak fosil yakıtı dayanan çağdaş enerji hizmetleri evde, fabrikada, yolda, yaşamın her alanında bir yandan büyük olanaklar sunarken öte yandan da hava kirliliği ve küresel ısınmaya neden olarak büyük sorunlar yaratmaktadır[1].

Türkiye çeşitli enerji kaynaklarına sahip olmakla beraber ürettiği toplam enerjinin yarısından fazlasını ithalatla karşılamaktadır. Türkiye toplam enerji tüketiminde %34 paya sahip olan sanayi sektöründe enerjinin %42' si petrolden elde edilmektedir, sosyopolitik nedenlerle sürekli dalgalanma gösteren enerji fiyatları karşısında dışa bağımlılık özelliğini azaltabilmek için ülkemiz endüstrisinin yeni ve yenilenebilir yerel enerji konusuna daha fazla önem vermesi gerekmektedir[2]. Dünyanın bugünkü fosil yakıt (kömür, petrol vb.) tüketimi, herhangi bir artış olmaksızın devam edecek dahi olsa ispat edilmiş rezervler dikkate alınır, petrol 2040 yılında, doğal gaz 2060 yılında tükenmiş olacaktır. Bu durumda, petrol ve doğal gaz taleplerinin kısmen kömürle karşılanması gereği ortaya çıkacaktır[3]. Fosil yakıtların kullanılmasında önlemler yeterli olmadığından havaya yayılan atık gazlar, özellikle karbondioksit aşırı çevre kirliliğine sebep olmaktadır ve karşımıza sera etkisi, asit yağmuru gibi insan ve diğer canlıların sağlığını tehdit eden faktörler olarak çıkmaktadır. Bu olumsuzluklardan dolayı gelecekteki enerji ihtiyaçlarını karşılamak için fosil yakıtlardan en riskli yöntemdir. Dünya üzerindeki kullanılan enerjilerin yavaş-yavaş tükenmesi ve enerji fiyatlarının sık sık arttığı bu dönemde enerjinin daha verimli kullanılması büyük önem kazanmıştır. Endüstride atık ısı hem enerji kaybına hem de çevre kirliliğine sebebiyet vermektedir. Atık enerjiyi yararlı hale dönüştürmek için, son yıllarda önemli çalışmalar yapılmaktadır. Fosil yakıtlar önümüzdeki yüzyılda tükenecek ve enerji tüketimlerini, fosil yakıtlardan alternatif enerji kaynaklarına daha erken çeviren ülkeler çok büyük avantajlar elde edeceklerdir. Jeotermal enerji yeni ve yenilenebilir enerji türü olup temiz ve çevreci bir enerji kaynağıdır. Fosil yakıtların

önümüzdeki yıllarda geleceği olmaması nedeni ile jeotermal enerji kaynaklarının çok cazip kaynak durumuna gelmesi beklenmektedir. Gelişmekte olan ülkeler için temiz ve ucuz enerji temini ülke yarınlarnın da teminatı olacaktır. Ülkemiz enerji kaynakları açısından zengin komşulara sahip olmakla birlikte kendi ihtiyaçlarının tümünü bugün için yerli olarak karşılayamamaktadır. 1998 yılında 86 milyon TEP (Ton Eşdeğer Petrol) olan toplam enerji ihtiyacımızın ancak %38'i yerli kaynaklarımız ile karşılanmıştır. Fosil enerji kaynaklarının azalması, tükenmesi ve sınırlı olması sürekli olarak yeni, yenilenebilir, sürdürülebilir enerji kaynaklarının aranmasına ve bu kaynaklardan en verimli şekilde faydalanmak için yeni teknolojiler üretmeyi zaruri kılmaktadır. Sürdürülebilir ve yenilenebilir enerji kaynakları olarak ülkemiz özeli olarak hidrolik, jeotermal, güneş, rüzgâr, biyokütle enerji kaynaklarından bahsedebiliriz. Dünya'nın ve ülkemizin hem enerji tasarrufunda hem de hava kirliliğini önlemede vazgeçilmez bir çözüm yoludur. Jeotermal enerji kaynakları açısından ülkemizin Dünya'nın 7. büyük ülke olması, geri dönüşebilen enerji kaynağı olarak jeotermal enerjinin kullanılmasını ülkemizde ön plana taşımaktadır[4].

Türkiye, jeotermal elektrik dışı uygulamalarda dünyada beşinci sırada yer almaktadır. Aynı zamanda, toplam jeotermal enerji potansiyeli ile Türkiye dünyanın yedinci ülkesidir. Ekim 2003 itibariyle, Türkiye'de 61.000 konut eşdeğeri jeotermal ısıtma 195 adet kaplıcada termal turizm yapılmaktadır. Böylelikle, jeotermal elektrik dışı uygulamaların kurulu gücü ise toplam 992 MW'dır. Ayrıca, jeotermal elektrik üretiminde de 2000 – 2003 yılları arasında artış olmuş ve yıllık üretim 90 GWh'den 108 GWh'e yükselmiştir. Jeotermal mineral eldesi olarak, Kızıldere jeotermal elektrik santraline entegre olan ve santralin atığındaki karbondioksiti kullanan fabrikanın 120 000 ton/yıl sıvı karbondioksit ve kurubuz üretimi devam etmektedir. Ekim 2003 itibariyle Türkiye'nin toplam jeotermal enerji potansiyelinin ancak %3'ü kullanılmaktadır[5]. Bununla beraber dünya enerji tüketiminin büyük bir bölümü soğuk üretimine gitmektedir. Sıcak bölgelerdeki elektrik tüketiminin %40'a varan bir bölümü soğutmaya harcanmaktadır. Ülkemizde ise üretilen elektriğin %7'si klima-soğutma endüstrisinde kullanılmaktadır. Günümüzde soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin harcamış olduğu enerjinin maliyeti oldukça yüksektir. Diğer taraftan modern hayatın bir gereği olan soğutma ve iklimlendirme her alanda vazgeçilmez bir gereksinimdir. Bu gereksinimden taviz vermeden soğutma ihtiyacının minimum

maliyette sağlanması için jeotermal enerji ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerine doğru yönelinmektedir[6].

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri atık enerjinin ve yenilebilir enerji kaynaklarının soğutma amaçlı değerlendirilmesinde en uygun sistemdir. Böylece bir yandan çevrenin korunmasına yardımcı olunurken bir yandan da enerji tasarrufu ve enerji çeşitlemesi yapılabilmektedir. Günümüzde en çok kullanılan buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin sağladığı enerjinin maliyeti oldukça yüksektir. Bu maliyetin en aza indirilmesi ve enerjiden tasarruf sağlanabilmesi için absorpsiyonlu soğutma sistemleri kullanılmalıdır[1]. Absorpsiyonlu soğutma makineleri, açık veya kapalı, fasıllı veya sürekli, tek kademeli veya çok kademeli çevrimler olarak sınıflandırılırlar. Açık çevrimli absorpsiyonlu soğutma çevrimleri sadece iklimlendirme işlemlerinde ve küçük yükler için kullanılırlar. Kapalı çevrimli sistemler ise, her türlü soğutma ve iklimlendirme işlemleri için ve istenilen büyüklükte tasarlanabilirler. Absorpsiyon sistemlerinin çalışma sıvısı olarak genellikle $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ veya $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ akışkan ikilisi kullanılmaktadır[7].

Mekanik soğutma sistemleri ilk olarak 1800'lerde ortaya çıkmıştır. 1889'da yiyeceklerin ve belgelerin korunması için merkezi istasyonlardan yönetilen soğutma sistemlerinin kullanılmasına başlanmıştır. İklimleme teknolojisinin babası 1906'da "havayı işlemde geçirme cihazı"nın patentini alan Willis Carrier'dir. "İklimleme" (air-conditioning) terimi de aynı yıl mühendis Stuart Cramer tarafından ortaya atılmıştır[8]. Carrier 1921'de geniş hacimlerin, iklimlendirilmesi için santrifüjlü soğutucu makinenin patentini almıştır.

Doğalgaz endüstrisi 1941'den itibaren doğalgaz ile çalışan iklimleme cihazları üzerinde bir araştırmaya başlamış, bu araştırma sonunda bir lityum bromür ve su cihazının geliştirilmesi sonucuna ulaşmıştır. 1950'li yıllarda ise birçok Amerikan HVAC üreticisi büyük tonajlı lityum bromür ve su esasına dayalı absorpsiyon soğutucu geliştirmiş ve piyasaya sunmuşlardır. Altmışlı yıllarda tüm dünyaya satılan büyük tonajlı soğutucuların %40'ı absorpsiyon cihazlarıdır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi 1777 yılından beri bilinmektedir. İlk defa Michael Faraday tarafından NH_3 'ü yoğuşturma denemeleri sırasında keşfedilen absorpsiyon prensibi daha

sonra bir soğutma çevrimi olarak uygulanıp buradan yararlanılmaya başlanmıştır. Soğutucu NH_3 ve absorbent olarak su kullanılan ilk absorpsiyonlu soğutma sistemi bir Fransız olan Ferdiand Carre tarafından icat edilmiş olup 1860 yılında Amerika'da patenti alınmıştır. Sürekli çalışan ilk sistem olan bu cihazla 1872 yılında bir miktar buz üretilmiştir. Yirminci yüzyılın ilk yıllarında absorpsiyonlu soğutma sistemi oldukça rağbet görmüş ve çeşitli uygulama alanları bulmuştur. Ancak klasik soğutma sistemleri ile soğutma daha ekonomik olduğu için 1930'lu yıllardan sonra uzun süre bu konuda fazla çalışma yapılmamıştır. Bunun nedeni ise bu yıllarda elektriğin ucuz olması ile değişik boyut ve kapasitelerdeki kompresörlerin kullanıma girmiş olmasıdır. Enerji krizinin başladığı 1970'li yıllardan sonra ise güneş enerjili soğutma sistemleri üzerine çalışmalar yoğunlaşmıştır[9].

Çevre sıcaklığının altında sistemden çekilen ısıya soğuk denir. Yapılan işleme de soğutma denir. Uygulamada soğutma tekniği üç farklı alanda yaygın olarak kullanılır.

Bunlar:

- Gıda maddelerinin korunması,
- Endüstriyel uygulamalar,
- Petrokimya, saflaştırma, kurutma, koyulaştırma, kristalizasyon,
- Fotoğrafçılık,
- Buz patenti sahalarında,
- Uzay teknolojisinde,
- Baraj-Tünel inşaatlarında,
- Madencilikte,
- Malzeme teknolojisi,
- Isı pompası uygulamaları,
- Konfor koşullarının teminidir

Soğutma, fizik kanunlarına bağlı olarak üç farklı yöntemle gerçekleştirilir.

Bunlar:

- Fiziksel Yöntem,
- Kimyasal Yöntem,
- Mekanik Yöntemdir.

Fiziksel ve mekanik yöntemlerle gerçekleştirilen soğutmada, soğutucu akışkan kimyasal olarak hiçbir yapı değişikliğine uğramaz. Ancak hem fiziksel yöntemde ve hem de mekanik yöntemde soğutucu akışkan farklı işlemlerin etkisi altında bulunur. Teorik olarak kullanılacak teknolojiler arasında günümüzde pratik hayata geçirilmesi mümkün olan absorpsiyonlu, adsorpsiyonlu, nem almalı ve buhar-jet çevrimleri sırayla tartışılmıştır[10].

Absorpsiyonlu soğutma sistemi Fransız Ferdinand Carre tarafından ilk kez icat edilmiş ve 1860 yılında Amerika'da kendisi tarafından patenti alınmıştır. İngiltere'de Pontifex ve Wood firmaları tarafından 1887 yılında absorpsiyonlu soğutma makinesi imal edilerek bu sahadaki gelişmeler hız kazanmıştır. Yirminci yüzyılın ilk yıllarında absorpsiyonlu soğutma sistemi oldukça rağbet görmüş ve uygulama alanları bulmuştur. 1920'li yıllardan sonra özellikle Amerika, Almanya, İtalya, İngiltere, Belçika, Hollanda, Rusya ve diğer bazı ülkelerde absorpsiyonlu soğutma makinelerinin dizaynı ve teknolojisi konusunda çalışmalar ve uygulamalar başarıyla sürdürülmüştür. Bu tarihlerde imal edilmiş olan en büyük absorpsiyonlu soğutma tesisi 4190 kW'lık soğutma kapasitesine sahiptir. 1950'li yıllardan sonra elektriğin ucuza gelmesi ve değişik boyut ve kapasitedeki kompresörlerin kullanılmasıyla buhar sıkıştırmalı mekanik sistemler öncelik kazanmıştır. 19. yüzyılda birçok kimya ve proses sanayide kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin yerini NH₃-H₂O çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemi aldı. H₂O-LiBr sistemleri 1940 ve 1950 yıllarda su soğutmalı olarak büyük binaların iklimlendirilmesinde ticari olarak kullanılmaya başladı. Sistemin çalışabilmesi için jeneratöre verilmesi gereken ısı enerjisi, doğal gaz veya fuel-oil yakıtlarını kullanan kazanlardan elde edilen buhar veya sıcak sudan sağlanmaktaydı. 1970 yıllarda gerekli ısı enerjisinin sağlanmasında değişik yöntemler arandı ve güneş enerjisi kısa bir sürede kendini gösterdi. Yakıt maliyetlerinin artması ve kimya sanayisinde olduğu gibi birçok proseste düşük sıcaklıktaki (90-100 °C) ısı enerjileri

atmosfere atılmaktaydı. Bu nedenle düşük sıcaklıkla soğutma yükü sağlayabilen absorpsiyonlu sistemlerin kurulması atılan ısıdan ihtiyacın karşılanması gibi çok büyük bir avantaj sağlamaktadır[11].

Absorpsiyon yöntemi ile çalışan soğutma çevrimlerinde birincil enerji olarak buhar veya sıcak su kullanılmaktadır. Bu sistemler özellikle ısı kaynağının bol ve ucuz olduğu yerlerde verimli ve ekonomik olmaktadır. Dolayısıyla jeotermal enerjinin soğutma amacıyla kullanılması da büyük önem arz etmektedir. Geliştirilmiş iki ayrı tip absorpsiyonlu soğutma sistemi olup, bunlar Lityum Bromür - Su ve Amonyak - Su ikili karışımlarıyla çalışmaktadır. Soğutucunun su olması durumunda soğurucu madde LiBr, soğutucunun Amonyak olduğu durumda ise soğurucu madde sudur. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin avantajı 50 -80 °C sıcaklıktaki ısı kaynağı yardımıyla çalışmasıdır. [12].

2. LİTERATÜR

Antonia De Lucas, Marina Donate, Karolin Molero ve Juan F. Rodriguez tarafından 2003 yılında yürütülen “Bir absorpsiyonlu soğutma sistemi için yeni bir soğurganın benzetimi ve performans değerlendirmesi” konulu çalışma da; absorpsiyonlu soğutma çevriminde kullanılan alternatif soğurganın kullanımının yerine son zamanlarda bu çeşit sistemlerde kullanılan soğurgan LiBr’ün kullanımı çalışılmıştır. Alternatif sistem, soğurgan (LiBr, CHO_2 K=2:1 kütle oranı) ve soğutkan (H_2O) içerir. Her iki sistemi karşılaştırmak için eldeki verilerden yararlanarak teorik absorpsiyonlu çevrime benzetmek için bir program geliştirilmiştir. Bu program sayesinde, absorpsiyonlu çevrimlerin randımanı değerlendirilmiştir. Ayrıca her bir çevrimin performansı üzerindeki işlem durumlarındaki değişikliklerin etkisi analiz edilmiştir. Çalışma iç parametrelere ve daha önce çalışılanlardan çok daha ağır durumlar için olası davranışlara bir anlayış getirmiştir[13].

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 $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ 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[14].

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 dereceye kadar ısısal 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 dereceyi geçtiğinde brüt ısı eşanjörü 30 derece 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-H₂O 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 jeneratördeki 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[15].

A.Yokozeki'nin 2004 yılında yaptığı çalışmaya göre buhar absorpsiyonlu soğutma çevrimleri özellikle NH₃ - H₂O ve LiBr-H₂O sistemleri ile kullanıldığında eski ve çok iyi kurulmuş bir tekniktir. Soğutucu ve soğurucu akışkan çiftlerinin yeni çeşitleri ayrıca aktif olarak çalışılmaktadır. Çevrim performansının modelini yapmak farklı basınçlarda, ısılarda ve kompozisyonlarda çözümlenebilir gibi deneysel verilerin bir miktarına uyan görül ilinti denklemlerine dayanan termodinamik özellikleri gerektirir. 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[16].

Ayhan Onat, Muharrem İmal, A.Talat İnan 2004 yılında Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif 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[17].

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 amonyaksu 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[18].

R.D. Misra, P.K. Sahoo ve A. Gupta'nın 2004 yılında ki çift etkili su+LiBr buhar absorpsiyonlu soğutma sisteminin termoeconomik değerlendirilmesi ve optimizasyonu çalışmalarında termoeconomik kavram, tüm ürün maliyetini en aza indirmek amacıyla çift etkili su+LiBr buhar absorpsiyonlu soğutma sisteminin

optimizasyonuna uygulanmaktadır. Termoekonomik kavrama dayanan basitleştirilmiş maliyet kısıtlama yöntemi, termoekonomik 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 termoekonomik 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[19].

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[20].

Arzu Şencan LiBr+LiNO₃+LiI+LiCl/H₂O 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 + LiNO₃ + LiI + LiCl / H₂O (mol oranları sırasıyla LiBr:LiNO₃: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 sayıdaki literatür verileri kullanılmıştır. Çalışmada; çok iyi eğitilmiş bir YSA modeliyle ($R^2=0,9939$), sistemin etkinlik katsayısının belirlenmesi için yeni bir formülasyon türetilmiştir[21].

Okan Kon ile Ömer Samih Mertbaş 2005 yılında yaptıkları çalışma ile termodinamik kısılma olayında farklı çıkış hızlarında gazların sıcaklık ve basınç değişimlerini incelemiştir. 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[22].

R. Selbaş'ın 2006 yılında yaptığı "Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde absorber sıcaklığının etkisinin termodinamik ve termoekonomik analizi" konulu çalışmasında LiBr-H₂O ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde absorber sıcaklığının etkisi incelenmiş ve böyle bir soğutma sistemindeki absorber, termodinamik ve termoekonomik 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 termoekonomik 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[23].

3. SOĞUTMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİ

3.1. Soğutma Tekniği

Soğutmanın amacı; kapalı bir hacimdeki soğuk ortamdan yada sistemden ısı çekmektir ve böylece elde edilen soğuk ortamın özelliklerinin sürekliliğinin sağlanmasıdır. Normal şartlarda ısının aktarım eğilimi, sıcak kaynaktan soğuk kaynağa doğrudur. Bunu engellemek için ortam ile soğuk kaynak arasını yalıtımak gerekmektedir, fakat bu çözüm süreklilik sağlamayacaktır. İlkel soğutucularda sıcak ortamdan, soğuk ortama geçen ısının geri çekilmesi işlemi buz eritilmek yada katı karbondioksit atmosfer basıncında süblimleştirmek yolları ile gerçekleştirilmiştir. Bu metotları sürekli kılmak için soğutucu maddenin devamlı takviye edilmesi gerekmiştir. Bu metotlarla elde edilen sıcaklık derecesi sınırlıdır ve sürekli soğutmanın verimsiz olduğu durumlarda (laboratuvar ve atölyelerde) kullanılmaktadır.

Soğutma etkisinin sürekli hale getirilebilmesi için modern sistemlerde soğutucu akışkan kullanılır. Bu akışkan, sistemde kapalı çevrim halinde çalışır ve bir tur sonucunda soğutma işlemi gerçekleştirilmiş olur. Soğutma çevrimi içinde sistemde dolaşan akışkana soğutucu akışkan adı verilir. Soğutucu akışkanın, soğuk bölmeden enerji alıp (soğuk bölme sıcaklığı ortam sıcaklığından daha düşük) ve bu enerjiyi soğutucu soğuk bölmeye gelmeden atması olayına, soğutma çevrimi adı verilir.

Termodinamikte evrensel olarak kabul edilen bir prensibe göre, ısı düşük bir sıcaklıktan yüksek bir sıcaklığa, enerji harcanmadan transfer edilemez. Dolayısı ile soğutma sistemlerinde, soğutma işlemi dışardan sisteme verilen mekanik veya ısı enerji ile gerçekleştirilir. Soğutma sistemi uygulamaları, endüstride soğutma ihtiyacı özelliklerine, ortam özelliklerine ve soğutucu parametre şartlarına bağlı olarak farklılıklar gösterirler.

Kullanılabilecek soğutucu akışkanlar endüstriyel önemi olan soğutma tekniklerinin hepsinde dahili veya harici olarak buharlaşan bir sıvı soğutucu akışkan olarak kullanılır. Özel bir soğutucunun tasarımında temel olarak önemli olan noktalar

soğutmada basınç ihtiyaçlarıdır. Soğutucu akışkan olarak kullanılabilen birçok sıvı vardır[24].

3. 2. Soğutma Sistemleri ve Termodinamik Çevrimler

Soğutma sistemleri aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir:

- Rankine çevrimli mekanik buhar türbinli sistem,
- Absorpsiyonlu sistem,
- Termoelektrikli sistem,
- Enjektörlü sistem,
- Adsorpsiyonlu sistem,
- Brayton çevrimli mekanik sistem

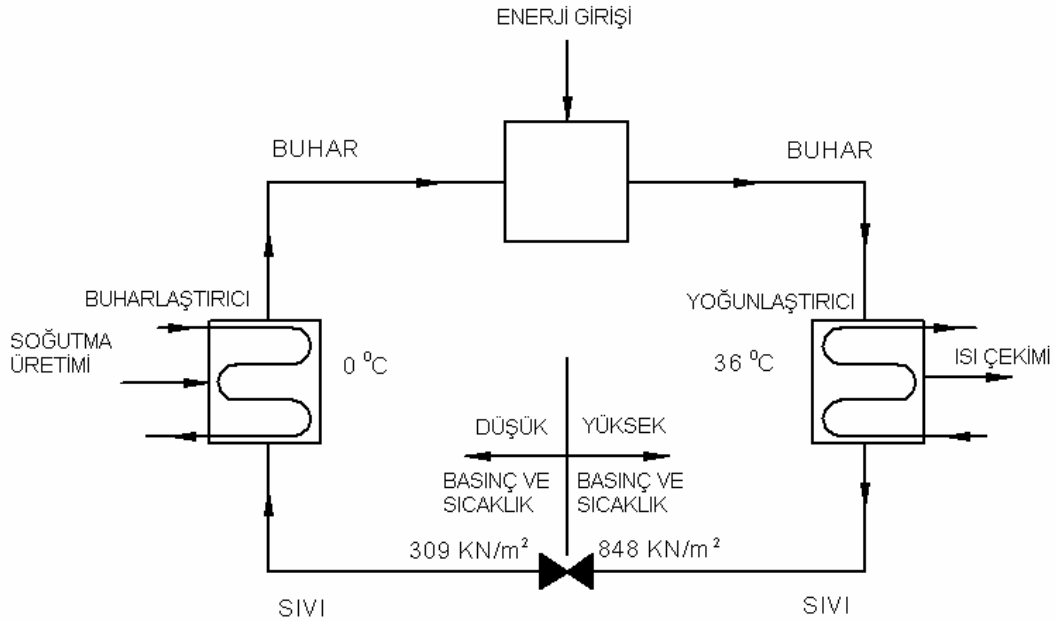
Bu soğutma çevrimlerinden Rankine çevrimli mekanik buhar türbini ve absorpsiyonlu sistemler ekonomik olarak değerlendirilebilecek düzeydedir. Absorpsiyonlu soğutma sistemi 1777 yılından beri bilinmektedir. İlk defa Michael Faraday tarafından bir soğutma çevrimi olarak uygulanıp bundan sonra yararlanılmaya başlanmıştır. Soğutucu olarak NH_3 ve absorbent olarak suyun kullanıldığı ilk absorpsiyonlu soğutma sistemi bir Fransız olan Ferdinand Corre tarafından icat edilmiştir.

Yirminci yüzyılın ilk yıllarında absorpsiyonlu soğutma sistemi oldukça rağbet görmüş ve çeşitli uygulama alanları bulmuştur. Ancak klasik soğutma sistemleri ile soğutma daha ekonomik olduğu için 1930'lu yıllardan sonra uzun süre elektriğin ucuz olmasıyla değişik boyut ve kapasitelerdeki kompresörler kullanılmıştır. Elektrik fiyatlarının çok yüksek olduğu günümüzde absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin daha ekonomik olabileceği düşünülmektedir.

Enjektörlü soğutma sistemi ise ekonomik nedenler ve düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarının sağlanmasından dolayı diğerlerine göre daha az avantajlı olmaktadır. Brayton çevrimli mekanik sistem gerek ekonomik olmaması gerekse düşük performans katsayısı ve sistem

karmaşıklığı gibi dezavantajlara sahip bulunmaktadır. Soğutmada kullanılan yaygın soğutma sistemleri, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi ve absorpsiyonlu (soğurmali) soğutma sistemleridir. Her iki sistemde de sıvı bir soğutkan kullanılmakta olup, basınç bir genleşme valfinden geçirilerek düşürülmektedir. Bu düşük basınçta, buharlaşma sıcaklığı da düşük olup, bu sıcaklıkta hacimden gizli ısı biçiminde (buharlaşma ısısı) enerji çekilerek çalışma akışkanı buharlaşır ve böylece gerekli soğutma sağlanır. Değişik soğutma sistemlerinin birbirlerine kıyasla avantajlarını karşılaştırmada iki önemli parametre dikkate alınmalıdır. Bunlar, çalışma sıcaklığı ve performans katsayısı olmalıdır. Performans katsayısı, buharlaştıncıdan çekilen ısının (soğutma yükünün), sistemde kullanılan toplam enerjiye oranı biçiminde tanımlanmaktadır[10].

3.3 Buhar Sıkıştırımlı Sistemler



Şekil 3.1.Klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi.

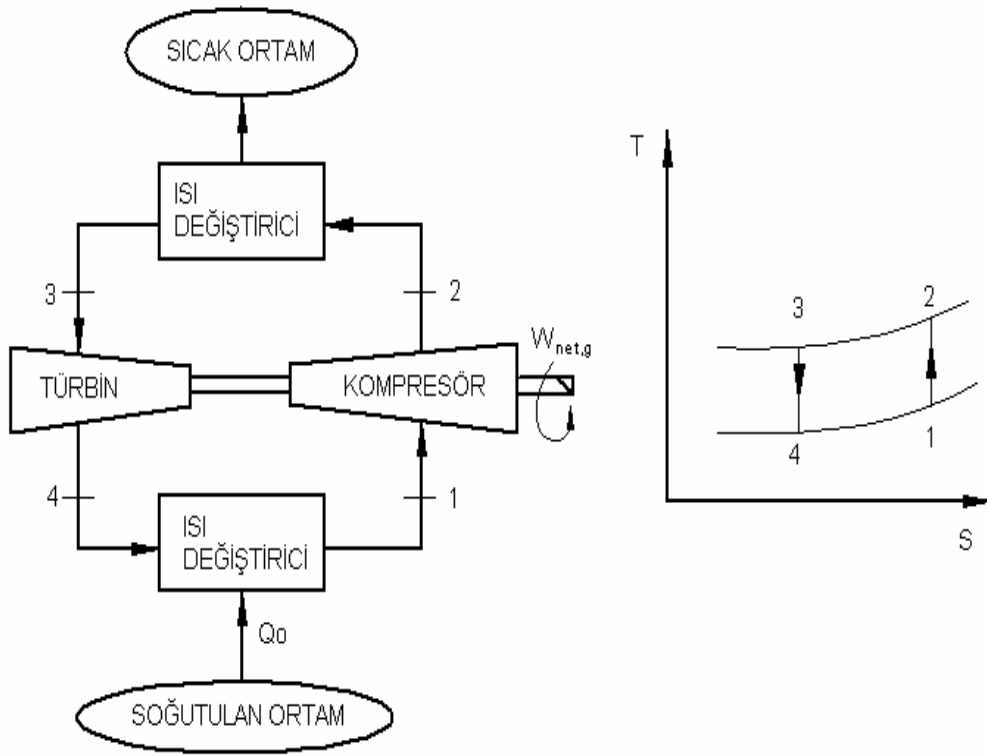
Şekil 3.1'de gösterildiği-gibi, buhar sıkıştırmak soğutma sistemlerine ait bütün uygulamalarda yoğuşturucu, genleşme valfi ve buharlaştırcı bulunur. Buhar sıkıştırmak soğutma çevrimlerinin temel çalışma prensipleri şu şekildedir; eğer düşük basınçtaki bir tank içine sıvı gönderilecek olursa, sıvı buharlaşacaktır. Bu buharlaşma işleminde

gerekli buharlaşma ısısının değeri, tank içindeki basıncın sıcaklıkla bağlantılı doyma basıncına ulaşmaya kadar artacaktır. Bu noktadan sonra daha fazla buharlaşma oluşmayacaktır. Eğer bu durumda bir pompa ile tanktan biraz buhar pompalanırsa basınç azalacak ve sonuç olarak sıvıdan daha fazla buharlaşma oluşacaktır. Bir sıvı soğutkana ait buharlaşma tankı "evaporatör" veya "buharlaştırıcı" olarak adlandırılır. Bu sistem sürekli bir çevrime dönüştürülerek bu buhar, bir yoğuşturucuda su veya hava ile soğutulmuş olarak tekrar sıvı durumuna dönüştürülür. Çevreye bu ısının atılarak yoğuşmanın sağlanabilmesi için akışkanın yüksek basınçta ve sıcaklıkta buhar konumunda olması gerekir. Bu durum sisteme konulacak bir kompresör aracılığıyla sağlanır. Yoğuşturucudan çıkan yüksek basınçlı sıvı soğutkan, bir genişleme valfinden geçirilerek basıncı düşürülür ve sonra buharlaştırıcıya sevk edilir[10].

3.4 Gaz Akışkanlı Soğutma Çevrimleri

Gaz akışkanlı soğutma çevrimi ters yönlü Brayton çevrimidir. Bu soğutma çevrimi Şekil 2.2'de gösterilmiştir. Çevre sıcaklığı T_s olup, soğutulan ortam T_o sıcaklığındadır. Gaz 1-2 hal değişimi sırasında izentropik olarak kompresörde sıkıştırılır. Kompresör çıkışında (2. hali), basınç ve sıcaklığı yüksek olan gaz, daha sonra sabit basınçta çevreye ısı vererek T_s sıcaklığına soğur.(3. hali) bu işlemi, türbinde izentropik genişleme izler ve genişleme sonunda gazın sıcaklığı T_4 'e düşer. Son olarak gaz, soğutulan ortamdaki ısı çekerek T_s sıcaklığına yükselir.

Yukarıda belirtilen hal değişimlerinin tümü tersinirdir. Bu nedenle çevrim ideal gaz akışkanlı soğutma çevrimi olarak bilinir. Gerçek gaz akışkanlı soğutma çevrimlerinde, sıkıştırma ve genişleme izentropik değildir. Ayrıca sonlu büyüklükte bir ısı değiştiricisi için, T_3 sıcaklığı, T_s sıcaklığından daha yüksektir[10].



Şekil 3.2. Basit gaz akışkanlı soğutma çevrimi ve T-S diyagramında gösterimi

4. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ

4.1. Soğutma sistemleri Sınıflandırılması

Soğutma sistemleri açık değişim 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[25].

4.2. Açık Değişim

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

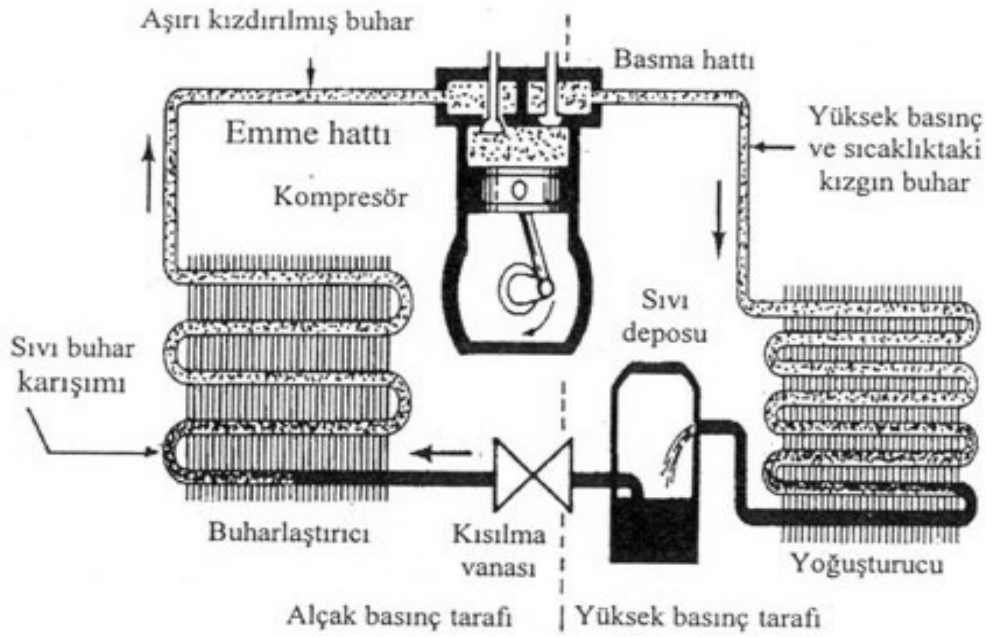
4.3. Kapalı Çevrim

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

4.4. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Buhar sıkıştırılmalı mekanik bir soğutma çevriminde iki ana bölüm mevcuttur (Şekil 4.1 ve 4.2). Bu iki bölüm, alçak ve yüksek basınç tarafı olarak adlandırılır. Alçak ve yüksek basınç taraflarından oluşan soğutma çevrimi dört ana elmandan oluşmaktadır.

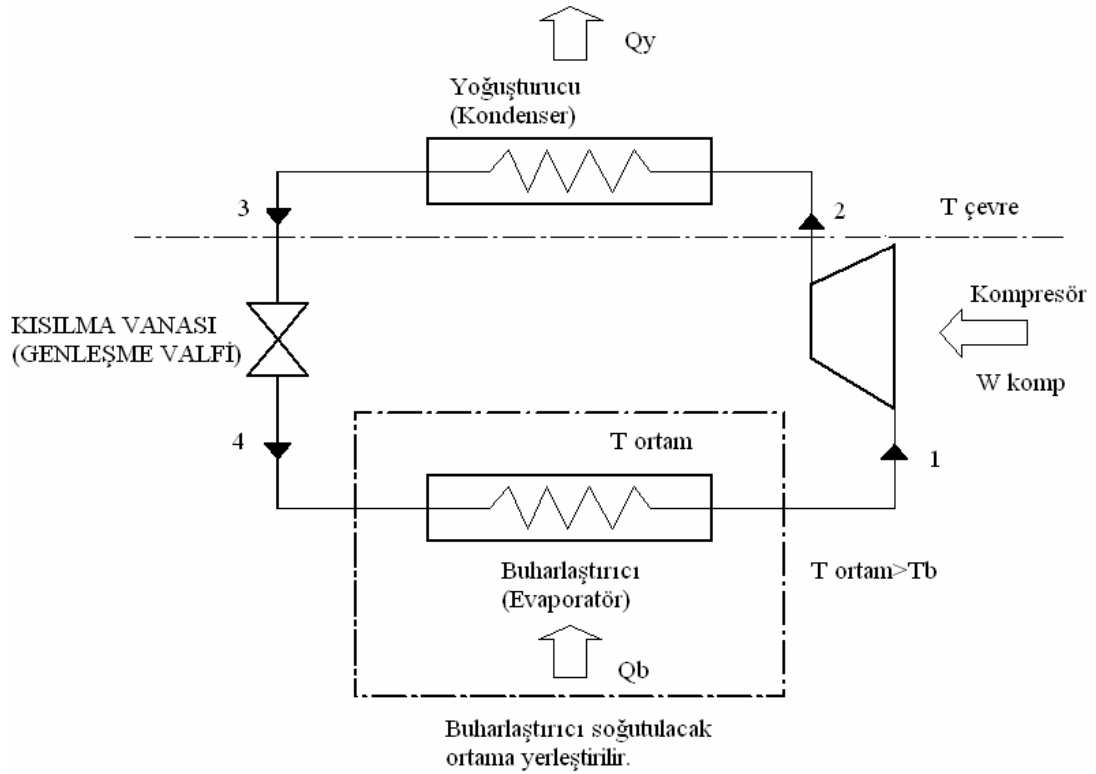
Bu elamanlar sırasıyla; kompresör, yoğuşturucu (kondenser), buharlaştırıcı (evaporatör) ve kısılma vanası (genleşme valfi)'dir. Bu dört elamandan birinin eksik olması halinde soğutma çevrimi oluşamaz.[26].



Şekil 4.1. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi

Buhar sıkıştırımlı 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 sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi aşağıdaki şematiği diyagramda görülmektedir.

Soğutucu akışkanın peşpeşe bu işlemlerden geçmesi, soğutma çevrimi olarak adlandırılmaktadır [26].



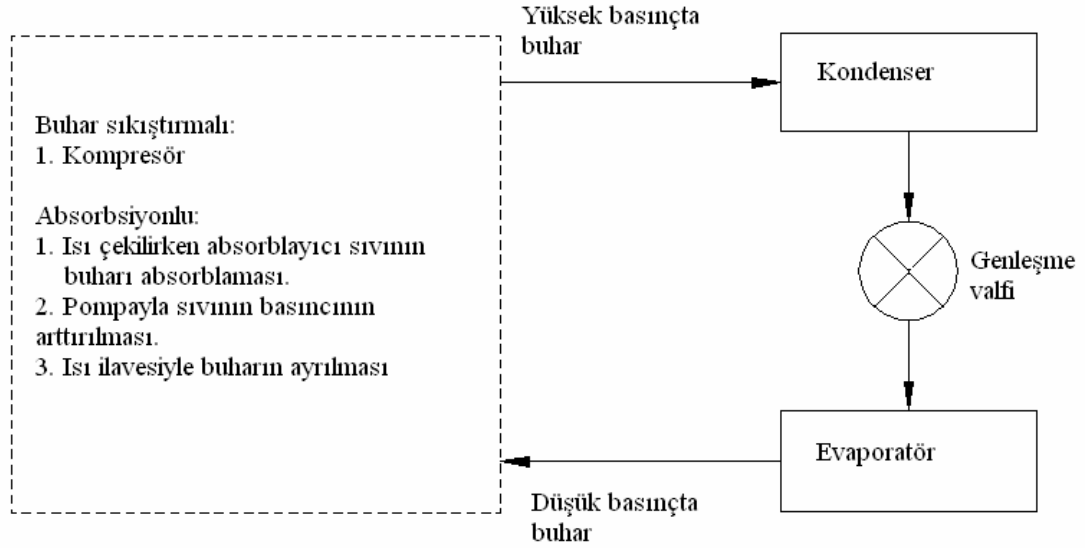
Şekil 4.2. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin şematik gösterimi

4.5. Absorbsiyonlu ve Buhar Sıkıştırırmalı Çevrim İlişkisi

Absorbsiyonlu soğutma çevrimi ile buhar sıkıştırırmalı çevrim karşılaştırıldığında birçok benzerlik göze çarpmaktadır (Şekil 4.3). Bütün soğutma sistemlerinde yoğuşturucu, genleşme valfi ve buharlaştırıcı bulunur. Buhar sıkıştırırmalı 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 artırılır. Son olarak da sağlanan ısı ilavesiyle absorblayıcı sıvıdan soğutkan buharı ayrılır.

Mekanik buhar sıkıştırırmalı sistemlerde kompresörü çalıştırmak için gerekli olan enerji kıymetli ve pahalıdır. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde sıkıştırılan

buhar hacmi oldukça büyük olduğundan kompresyonu gerçekleştirebilmek için çok miktarda kompresyon işine gerek vardır[27].



Şekil 4.3 Basit absorpsiyonlu ve mekanik buhar sıkıştırma çevrimi

4.6. Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

Absorpsiyonlu soğutma çevrimi buhar sıkıştırma soğutma çevrimine oldukça benzer. Soğutma yükü soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda buharlaşmasıyla karşılanır. Buhar sıkıştırma çevrimdeki mekanik işlemin yerini, absorpsiyonlu soğutma sisteminde fiziko kimyasal işlemler almıştır. Buhar sıkıştırma çevrimdeki kompresör yerini, absorpsiyonlu sistemlerde termik kompresör adı verilen absorber-kaynatıcı çifti almaktadır [26].

Şekil 4.3.'de gösterildiği gibi basit bir absorpsiyonlu soğutma sistemi buhar sıkıştırma 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 sıvı eriyiğine transfer edilir ve jeneratörde soğutkan buharı karışımından ayrılır. Absorberde ise bu olayın tersi olur[27]. 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, lityum bromür+su ve amonyak+su solüsyonları kullanılır. Bu solüsyonların birincisinde LiBr absorbent su ise soğutucu akışkandır. İkincisinde ise su absorbent, amonyak soğutucu akışkandır.

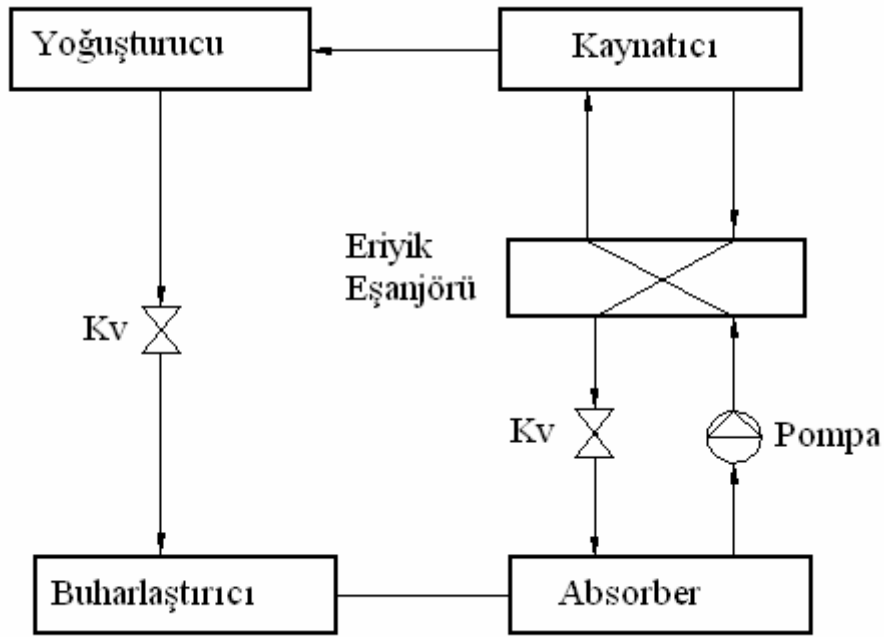
Absorbsiyonlu soğutma sistemini meydana getiren başlıca elemanlar; kaynatıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, absorber ve sıvı ısı değiştirici (ekonomizer) olarak tanımlanır. Soğutucu akışkan soğutma sisteminin her tarafında dolaşır. Yutucu akışkan ise sadece kaynatıcı, absorber ve ısı değiştirici arasında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

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibi şöyledir:

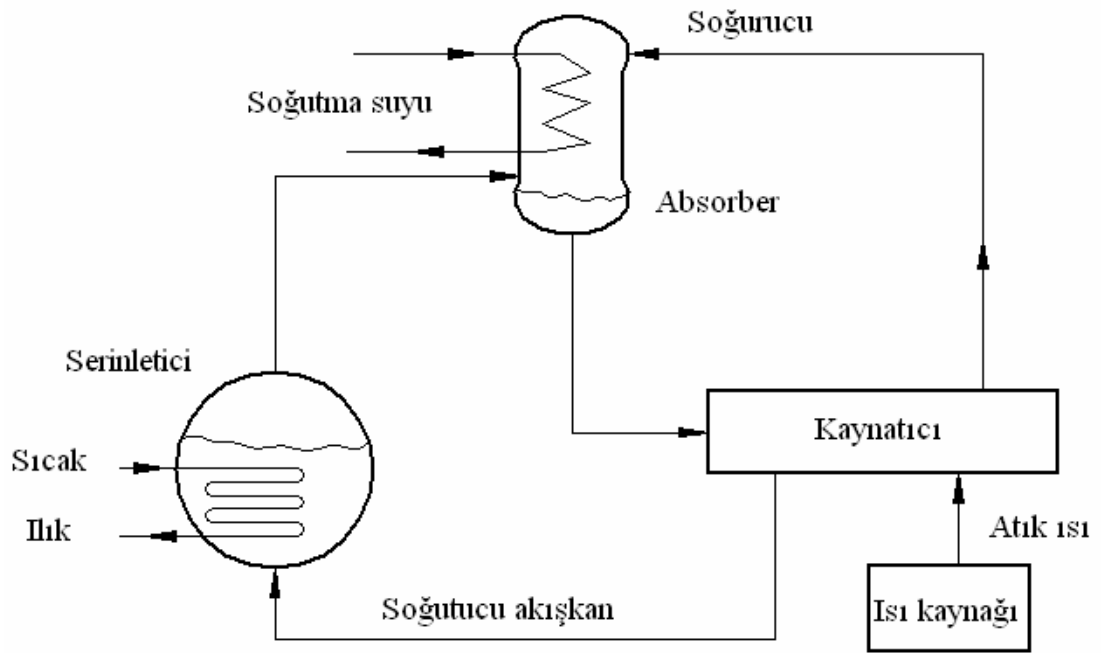
Absorberden çıkıp bir pompa vasıtasıyla ısı değiştiricisinden geçerek ısınan LiBr bakımından fakir eriyik kaynatıcıya gelir. Burada dışarıdan verilen ısıyla (sıcak su, buhar, doğal gaz veya LPG gibi yakıtların yakılması sonucu soğutucu akışkan tamamen buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak kaynatıcıyı 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.



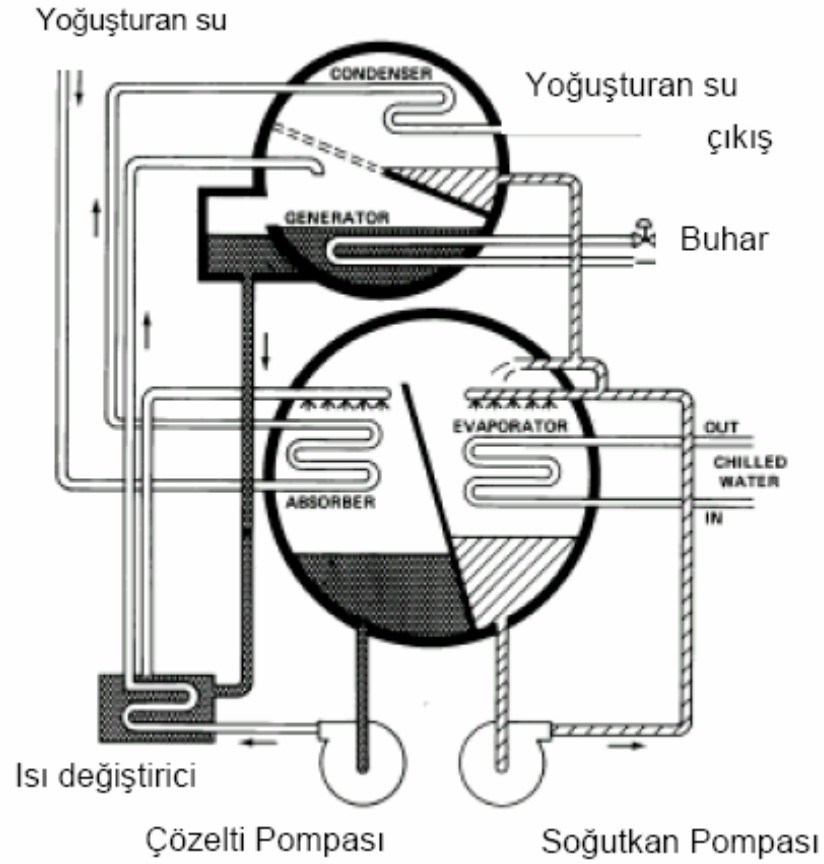
Şekil 4.4. Basit absorpsiyonlu çevrim.



Şekil 4.5. Absorbsiyonlu soğutma sistemi çevrimi basitleştirilmiş diyagramı.

Şekil 4.4. ve 4.5’de görüldüğü gibi basit bir absorpsiyonlu soğutma sistemi buhar sıkıştırmalı soğutma sistemine benzemesine karşılık kompresörün yerini absorber, pompa ve jeneratör almıştır. Soğutkan ve soğutucu karışımı eriyik bu elemanlar içerisinde dolaşır. Soğutkan ise yalnızca kondenser, genişleme valfi ve evaporatörde dolaşır. Isı, jeneratörde soğutkan ve soğutucu karışımı eriyik bu elemanlar içerisinde dolaşır. Soğutkan ise yalnızca kondenser, genişleme 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.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin genel olarak performansları yeni sisteme verilen birim enerjiye karşılık alınan soğutma etkisi zayıftır. Fakat güneş, jeotermal veya bir güç santralinden atılan ısı absorpsiyonlu soğutma için iyi ve ekonomik bir ısı kaynağı olabilir [26].



Şekil 4.6. Tek kademeli absorpsiyonlu sistem

4.7. Sistem Bileşenlerinin Tanımı

4.7.1. Eriyik pompası

Emiş tankının dibinde zayıf Li-Br solüsyonu bulunur. Buradan, hermetik bir çözelti pompası (Şekil 4.6), çözeltiyi borulu bir ısı değiştirgecine ön-ısıtma amaçlı olarak gönderir. Zayıf Li-Br solüsyonu bu ısı değiştirgecinde üst tanktan gelen yoğunlaştırılmış solüsyon tarafından ısıtılır[28].

4.7.2. Jeneratör

Zayıf Li-Br çözeltisi ısı değiştirgecini terk ettikten sonra üst tanka hareket eder. Zayıf Li-Br çözeltisi, hem buhar hem de sıcak su taşıyan boru demetini çevreler. Boru

demetindeki buhar ve sıcak su, zayıf Li-Br çözelti havuzuna ısı transferi yapar ve zayıf çözelti kaynamaya başlar. Bu sırada kaynama sonrası meydana gelen buharlaşma sonucu, zayıf Li-Br çözeltisi tankın üst kısmındaki kondensere soğutucu buhar gönderir ve tankın dibinde yoğunlaştırılmış Li-Br çözeltisi kalır. Konsantre Li-Br çözeltisi, ısı değiştirgecine giderek jeneratöre pompalanan zayıf Li-Br çözeltisine ön ısıtma yapar (Şekil 4.6.)[28].

4.7.3. Kondenser

Soğutucu buhar, nem tutuculardan geçerek kondenser boru demetine gider. Soğutucu buhar, borular üzerinde yoğuşur. Isı, tüplerin içinde hareket eden soğutma suyuna transfer olur. Soğutucu buhar, yoğunlaştıkça kondenserin dibindeki kapta toplanır. Soğutma suyu ısınmış olarak kondenseri terk ederken, soğutucu buhar soğuyup yoğuşur (Şekil 4.6.) [28].

4.7.4.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 (Şekil 4.6.) [28].

4.7.5 Absorber

Soğutucu buhar (Büyük vakum altında kaynayıp buhara dönüşen soğutucu sıvı) evaporatörden absorbere hareket ettikçe jeneratördeki konsantre Li-Br çözeltisi, absorber boru demetinin üstüne püskürtülür. Konsantre Li-Br çözeltisi, evaporatörde büyük bir vakum yaratarak soğutucu buharı çözeltiliye doğru çeker. Soğutucu buharın Li-Br çözeltisi içine absorbe edilmesi ile ayrıca, soğutma suyu tarafından alınan ısı da üretilir. Artık zayıf Li-Br çözeltisi, çözelti pompasına akmak üzere alt tankın dibinde birikir ve bu döngüye devam edilir (Şekil 4.6.) [28].

4.7.6. Isı eşanjörü

Ön ısıtıcı ve ön soğutucu olmak üzere iki adet ısı değiştirgeci kullanılabilir. Genellikle karşı akımlı olarak imal edilirler(Şekil 4.6.)[26].

4.7.7. Kısılma vanası

Sistemde iki adet mevcuttur (Şekil 4.4.). Bunlardan biri soğutkan eriyiğın diğeri ise zengin eriyiğın basıncını düşürmek için kullanılmaktadır[26].

4.8. 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 çözünabilirliği yüksek olmalıdır.
- İyi bir absorbsiyon 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[9].

4.9. Lityum Bromür-Su Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Lityum bromür-su absorbsiyonlu sistem son zamanlarda iklimlendirme uygulamalarında oldukça kullanılan bir sistem olmuştur. Lityum bromür-su bileşiminde su soğutkan, lityum bromür absorbenttir. Lityum bromür normalde katı halde olmasına rağmen su ile karıştırıldığında sıvı bir eriyik haline gelir. Suyun buharlaşma ısısı yüksektir, maliyeti düşüktür, kolay bulunur ve zehirli değildir. Lityum bromür uçucu değildir. Su, jeneratörde kolaylıkla lityum bromürden ayrılır ve bir arıtma cihazı gerektirmez[9]. Bu çiftin performans katsayısı (COP) değeri $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çiftine oranla daha büyüktür. Bu sistemin tek olumsuzluğu, buharlaştırıcısının $4\text{ }^\circ\text{C}$ 'nin altında çalışmamasıdır. Şekil 4.6'da tek kademeli soğutma çevrimi görülmektedir

Bu sistemin çalışma prensibini aşağıdaki şekil üzerindeki noktalara verilen numaralardan yararlanarak aşağıdaki şekilde özetlemek mümkündür [9-26].

2-3 yüksek basınçta bulunan sıvı haldeki soğutucu akışkanın basıncı düşürülerek evaporatöre gönderilir (Şekil 4.7).

3-4 basıncı düşen soğutucu akışkan ortam ısınısını alarak evaporatörde buhar haline geçer (Şekil 4.7).

4- 5 soğutucu akışkan buharı absorbere giderek burada zengin eriyikle birleşip fakir eriyiği meydana getirir (Şekil 4.7).

5- 6 fakir eriyik pompa tarafından ısı değiştiriciye pompalanır (Şekil 4.7).

6-7 fakir eriyik bir ısı değiştiricisinden ve bir miktar ısı alır (Şekil 4.7).

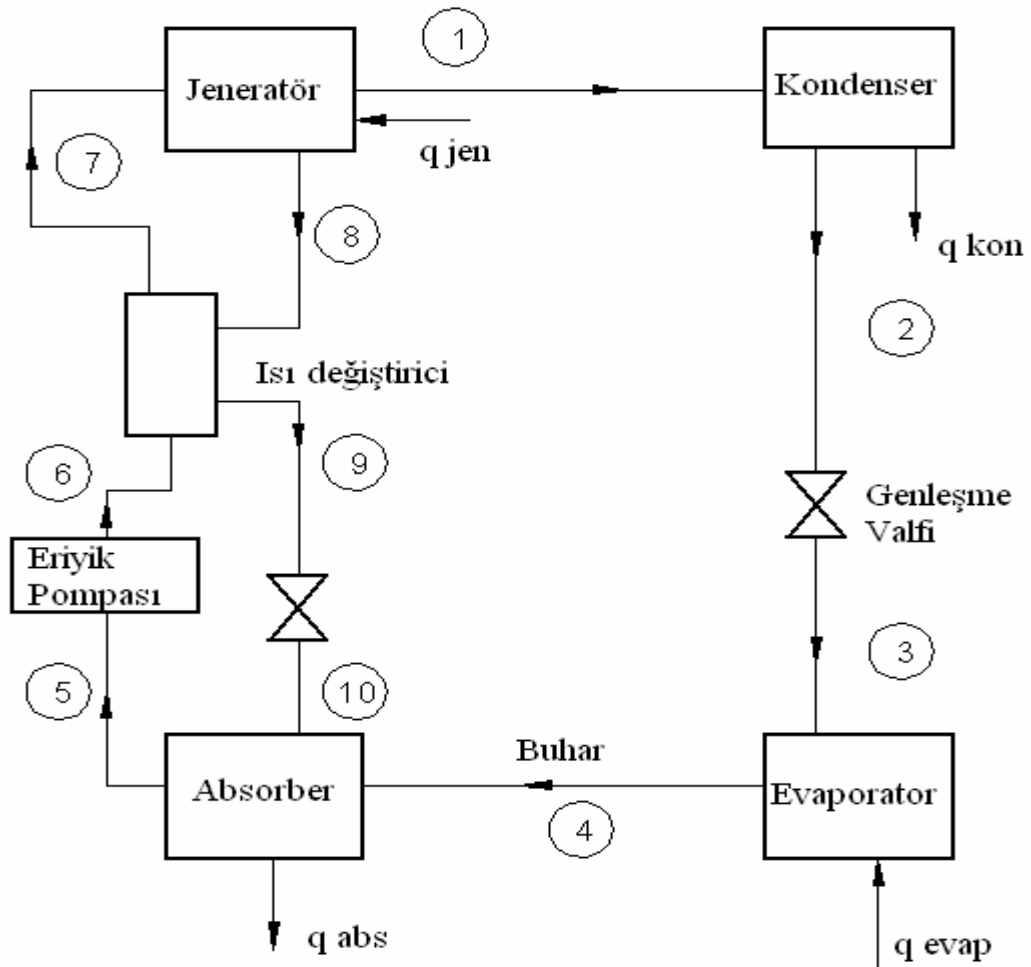
7-8 fakir eriyik jeneratöre gelir. Jeotermal enerjisi ile sağlanan jeneratör ısısı (q_{jen}) ile zengin eriyik içindeki soğutucu akışkan absorbentten ayrılır (Şekil 4.7).

8-9 jeneratörden ayrılan zengin eriyik ısı değiştiriciye gider. Zengin eriyiğin çoğunluğunu absorbent madde teşkil etmektedir (Şekil 4.7).

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 (Şekil 4.7).

1-2 buhar halindeki soğutucu akışkan sıvı hale geçer ve çevrim böylece devam eder (Şekil 4.7).



Şekil 4.7. Lityum bromür-su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi

4.10. LiBr – H₂O 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 4.1)[26].

Çizelge 4.1. Absorpsiyonlu soğutma makineleri için ikili karışımlar

SOĞUTKAN	NEM ALICI
SU	LiBr, LiI, LiSCN, CsF, RbF ve diğer tuz çözeltileri
Amonyak	Su, NaSCN, CaCl ₂ , LiNO ₂ ve diğerleri
Halojene olmuş organik bileşikler (freonlar R-21, R-22)	Eter, ester, amid, amin ve diğerleri

4.11. H₂O-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 özelliktedir.
- Faz değişimi sırasında (buharlaşma ve yoğunlaşma işlemleri) entropi ve hacim değişirken sıcaklık ve basınç sabit kalır. [26].

4.12. Hava ve Su Soğutmalı Absorbsiyonlu Sistemlerin Karşılaştırılması

Su soğutmalı absorbsiyonlu sistemlerin, hava soğutmalı absorbsiyonlu 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 absorpsiyonlu 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 absorpsiyonlu çevrimde daha yüksek generatör sıcaklıkları yüzünden parabolik kollektörlerin kullanılmasına gerek vardır. Hava soğutmalı absorpsiyonlu sistemde, daha yüksek lityum bromür konsantrasyonu yüzünden kristalleşme problemi vardır. Kristalleşme olayına, eriyik sıcaklığındaki azalma veya lityum bromür eriyiğinden su çekilmesi sebep olabilir. Pratikte bu olay, generatör sıcaklığında bir artma veya çevre sıcaklığında ani bir düşme varsa olur. Bundan dolayı, kristalizasyon olayından kaçınmak için generatör sıcaklığının düşürülmesi sonucuna varılır[9].

4.13. Sistemin Soğutma Yükünün Belirlenmesi

Absorpsiyonlu iklimlendirme veya soğutma sistemi, gerekli soğutma yüküne dizayn edilir.

Bir sistemin soğutma yükü şu faktörlere bağlıdır:

- *Isı iletimi (transmisyon):* Yapının duvar, döşeme, tavan gibi elemanlarından meydana gelen ısı transferi.
- *Havalandırma:* Kapıların açılıp kapanması, yapıdaki çatlaklar ve havalandırma amacıyla içeri alınabilecek hava.

- *Ortamdaki nesnelere gelen ısı kazancı:* aydınlatma, aletler ve insanlardan gelen ısı kazancı.
- Güneş radyasyonu ile oluşan ısı kazancı.

Yukarıda belirtilen ısı kazançları uygulama olarak seçilen İzmir Balçova ilçesi için standartlara uygun olarak bulunmuştur. Bu deponun soğutma yükü 222 kW olarak hesaplanmıştır[26].

4.14. Lityumbromür- Su Akışkan Çifti Kullanılan Soğutma Makineleri

LiBr-su akışkan çiftli, tek etkili, sürekli çalışan, pompalı absorpsiyonlu soğutma çevrimi esasına göre çalışan, jeotermal enerji destekli bir absorpsiyonlu sistem hakkında temel bilgilere ihtiyaç vardır.

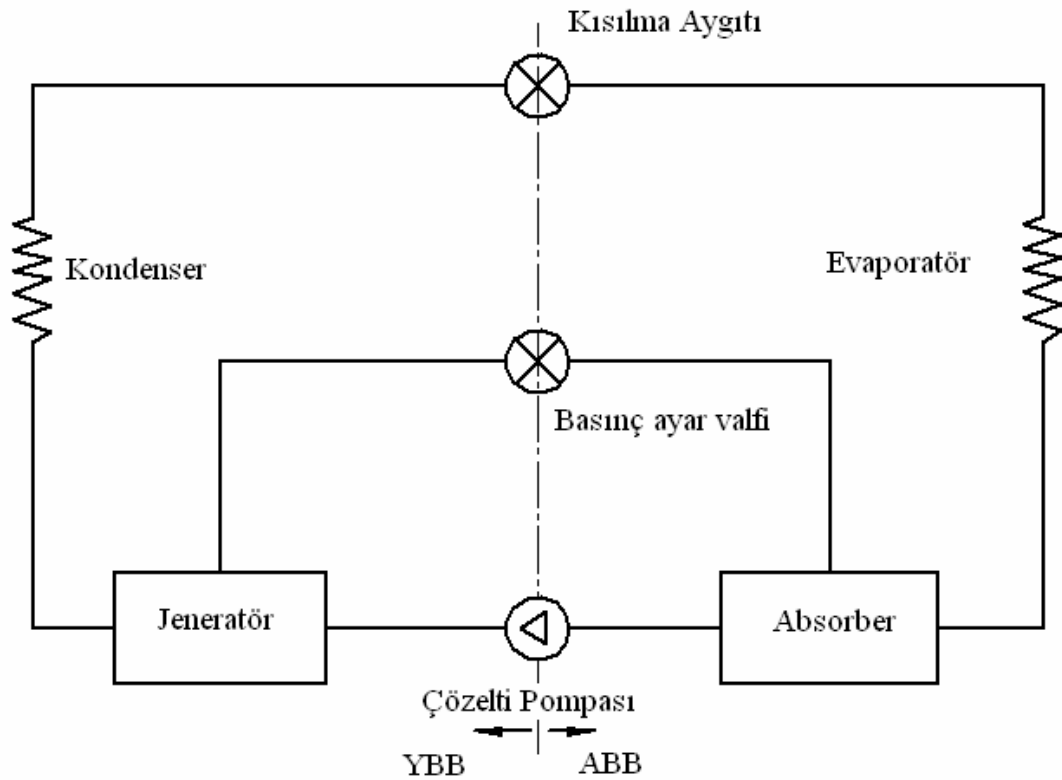
4.14.1. Sürekli çalışan pompasız absorpsiyonlu makine

Sürekli çalışan ilk absorpsiyonlu makine Carre tarafından 1859 yılında yapılmıştır. Bunun işleyişi Şekil 4.8’de ki gibiydi. Bu sistemde absorberde teşekkül eden zengin eriyiği jeneratöre göndermek için bu iki organ arasında bir basınç farkı oluşturmak için sulu çözeltiyi bir pompa ile basmak gerekmiştir. Benzer gerekçeyle; devre üzerine iki tane kısılma aygıtı veya ayar valfi konulmuştur.

Devrede parametrik basınçlar elde etmek amacıyla, sistemin içerisine atıl (absorbe edilmeyen) bir gaz koymak fikrini ilk defa Platen ve Munters gerçekleştirmeye muvaffak olmuşlardır (Şekil 4.9). Böylece, söylendiği gibi yalnız absorpsiyonlu değil, difüzyonlu bir soğutma makinesi ortaya çıkmıştır. Çünkü alçak basınç altında meydana gelen amonyak buharı absorpsiyonla değil ancak absorberden daha önce ayrılmış bulunan atıl gazın difüzyonuyla meydana gelir. Şu halde esas olayı, atıl gazın donanımı teşkil etmektedir.

Soğuk üretimi (soğutma gücü) kaynama halindeki buharın özgül ağırlığı ve birim zamanda dolanan gaz hacmiyle orantılı olarak değişir.

Difüzyonlu makinenin soğutma gücü, buhar sıkıştırılmalı çevrimde olduğu gibi buharlaşma sıcaklığıyla değişir. Ancak atıl gazlı bir makinede sıcaklık azaldığı zaman gaz dolanımı azalırsa üretim önemli miktarda düşer. Hâlbuki absorpsiyonlu makinelerde soğutma gücü amonyak buharının özgül ağırlığında meydana gelecek değişiklere bağlı değildir. Bu bakımdan iki tip makine arasında hissedilir bu fark vardır[26].



Şekil 4.8. Sürekli çalışan absorpsiyonlu çevrim

4.14.2. LiBr-Su akışkan çiftli, tek etkili, pompalı, sürekli çalışan absorpsiyonlu makine

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde soğutma işlemini sürekli kılmak için evaporatör, kompresörün emme tarafına bağlanmıştır. Bu işlem başka bir şekilde şöyle sağlanabilir. Evaporatör, içinde soğutucu akışkan buharını soğurma yeteneğine sahip başka bir akışkan madde bulunduran, absorber bir kaba bağlanabilir.

Örneğin; soğutucu akışkan su ise, LiBr gibi higroskopik bir madde, söz konusu kap (absorber) içerisinde su buharını absorbe ederek emme işlemini gerçekleştirir. Soğutucu akışkan buharını absorbe etmede kullanılan çözelti maddesi literatürde carrier = taşıyıcı ve absorbent = soğurucu olarak ifade edilmektedir. Absorbsiyonlu soğutma çevrimine isim olan absorbsiyon olayı, en az iki akışkan çiftinden birisinin diğerine karşı yüksek afiniteye sahip olmasıyla gerçekleşen bir emme olayıdır. Burada söz konusu olan afinite adhezyon işlemi bir soğutma kompresörünün yapmakta olduğu emme işlemini yapmaktadır[26].

4.15. Absorbsiyonlu Çevrimin Buhar Sıkıştırılmalı Çevrimle Karşılaştırılması

Tıpkı buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi gibi evaporatörden gelen düşük basınçlı soğutucu akışkan buharı gerekli işlemler sonunda yüksek basınçlı soğutucu akışkan buharına dönüştürülebiliyorsa, bir absorbsiyonlu soğutma çevrimi tesis edilmiş olmaktadır.

Bilindiği gibi soğutucu akışkanlı soğutma çevrimlerinde esas itibarıyla iki basınç bölgesinin olması gerekli bir şarttır. Bu basınç bölgelerinin her birinde zorunlu hal değişimleri için $P=f(t)$ bağıntısı meşhur olup çevrimin kimlik kartı görevini üstlenir. Hâlbuki absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinde bu bağıntıya ilaveten;

$$P=f(t,c) \quad (4.1)$$

vb. bağıntılarda mevcuttur.

Yine absorbsiyonlu soğutma çevriminde, buhar sıkıştırılmalı çevrimde olduğu gibi, lüzumlu ısı transferi başka bir deyişle lüzumlu ısı tahriki için (desorpsiyon), dT koşulu, çevrimin işleyişi açısından çok önemli olup, akışkan dolaşımı için lüzumlu iş tahrikinin dP (basınç farkı) şartı absorbsiyon teknolojisinde ikinci derecede önemli olmaktadır.

Buhar sıkıştırılmalı çevrimde olduğu gibi; absorpsiyonlu çevrimde de, evaporatörde düşük basınçta (P_L) buharlaşan soğutucu akışkanın basıncı yükseltilecek bir kondensere yüksek basınçlı (P_H) buhar olarak verilmektedir. Her iki çevrimde de iki basınç bölgesi (yüksek basınç= P_H , alçak basınç= P_L) mevcut olup; her iki basınç bölgesi için geçerli olan soğutucu akışkanın ısı tutumunu veren absorpsiyonlu sistemin özgül entalpisi için;

$$h=f(P,t,c) \quad (4.2)$$

bağıntısı geçerlidir.

Buhar sıkıştırılmalı çevrimde, basınç bölgelerinin tesisi bir soğutma kompresörü ile gerçekleşirken, absorpsiyonlu çevrim için bu temel operasyon, birbirini takip eden birkaç adımda gerçekleşir.

Buhar sıkıştırılmalı çevrimde;

- Basınç bölgelerinin tesisi (P_H, P_L)
- Soğutucu akışkan buharının (bazen yağlama yağında) dolaşımı, gibi iki temel sorumluluğu olan bir soğutma kompresörü, sistem için bir pompa gibi çalışır.

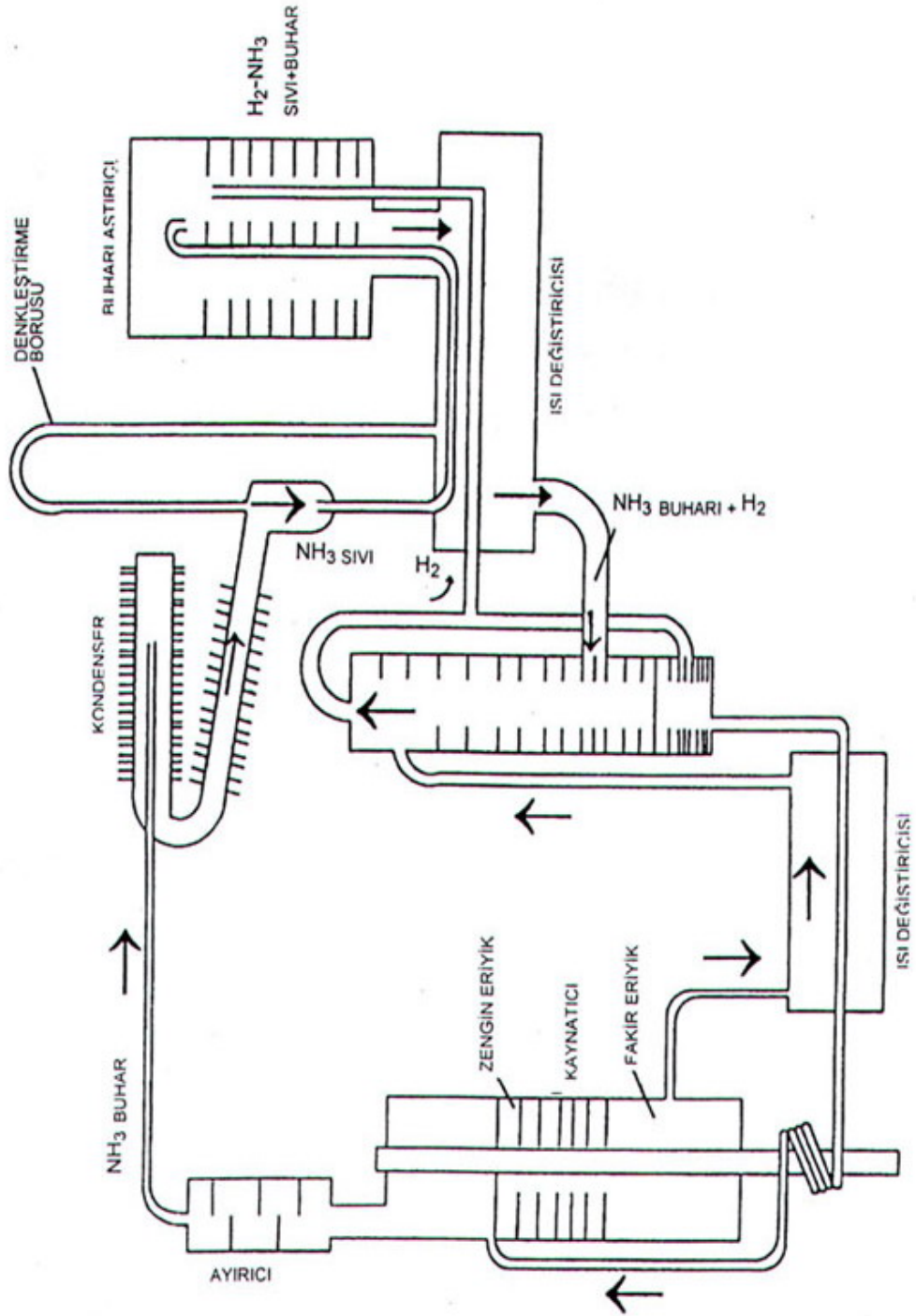
Buhar sıkıştırılmalı çevrim kompresörünün tek başına yaptığı görevi (kısılma aygıtının da rolü unutulmamalıdır)

Absorpsiyonlu sistemde;

- En az iki eleman + bir basınçlandırıcı gaz; (absorber+jeneratör+ H_2) Platen & Munters absorpsiyonlu soğutma makinesinde bu yapı mevcuttur.
- En az üç sistem elemanı, (absorber + çözelti pompası + jeneratör) yapmaktadır.

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde emme, basma ve akışkan sirkülasyonun gerçekleşmesi için yukarıdaki a ve b şıklarında tarif edilen düzeneğe termik kompresör denir. Bir termik kompresörün görevi aşağıdaki transport işlemlerden meydana gelmektedir.

- P_L basıncındaki soğutucu akışkan buharının absorberde sıvı çözeltille absorbe edilmesi ve ısının uzaklaştırılması.(ekzotermik çözeltil reaksiyonu)
- P_L basıncındaki çözeltilin, bir çözeltil pompasıyla P_H basıncına yükseltılarak jeneratör tankına bırakılması.
- Jeneratörde; P_H basıncındaki ortak çözeltildeki soğutucu akışkanın; ısı tahrikiyle buharlaştırılarak çözeltilden kurtarılması (endotermik reaksiyon).

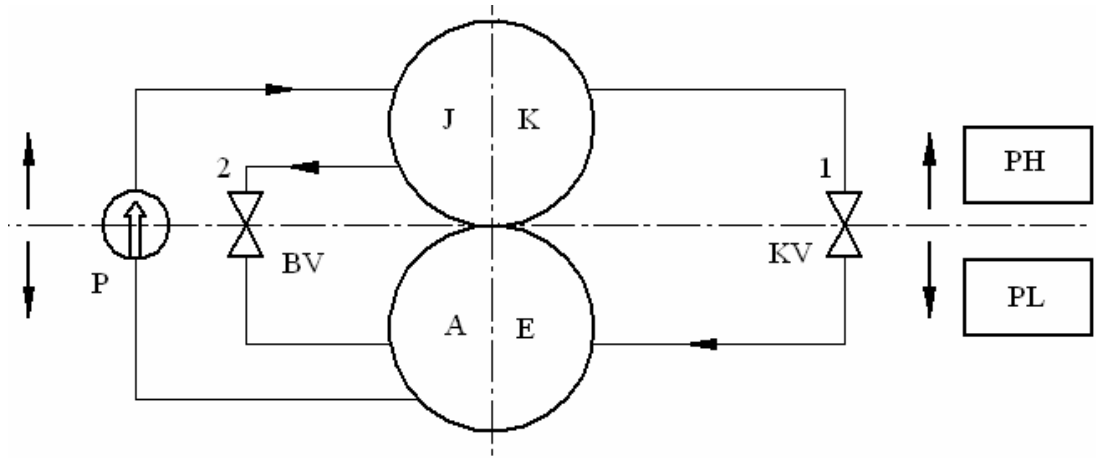


Şekil 4.9. Platen&Munters/Electrolux makinesi

4.16. Absorbsiyonlu Çevrimin Basınç Bölgeleri

Bir absorpsiyonlu çevrimde;

- İki farklı basınç bölgesi (P_H, P_L) devresi,
- İki akışkan devresi mevcuttur.



Şekil 4.10. Absorpsiyonlu makinede basınç bölgeleri

- P : Pompa
 BV : Basınç Dengeleme Valfi
 G : Jeneratör
 C : Kondenser
 A : Absorber
 E : Evaporatör
 KV : Kısılma Aygıtı
 P_H : Yüksek Basınç Bölgesi
 P_L : Alçak Basınç Bölgesini,

Temelde bir buhar sıkıştırımlı çevrimde tek bir akışkan devresinden söz edilirken absorpsiyonlu bir çevrimde soğutucu akışkan devresinin yanında birde çözelti (seyreltik, derişik) devresinin olduğu bilinmektedir. Gerçekten soğutucu akışkan, absorpsiyonlu çevrimin bütün durum noktalarında dolaşırken absorpsiyonla

zayıflayan, desorbsiyonla kuvvetlenen sıvı çözeltilinin (H_2O - LiBr için), soğutucu akışkanla birlikte sirküle edildiği termik kompresör devresidir. Yukarıda Şekil 4.10'da absorpsiyonlu soğutma çevriminin basınç bölgeleri ve temel komponentleri görülmektedir [7-26].

5. JEOTERMAL ENERJİ

5.1. Jeotermal Enerjinin 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 sularındır. Yerkabuğunun derinliklerinde bulunan ısı enerjisi yüklü yağmur sularının sondajla yeryüzüne çıkarılarak insanlara yararlı bir duruma getirilmesine jeotermal enerji elde etmek denir.

Dünyamızın iç kısımlarında radyoaktif elementlerin milyarlarca yıl boyunca bozulması sonucu oluşan yüksek sıcaklık, katı kaya katmanlarını eriterek yerkabuğunun yüzeyine doğru göndermiştir. Yüzeğe doğru gönderilen magma denilen bu erimiş kaya katmanları, dünyamızın bazı yerlerinden toprağı yarıp, yüzeye çıkmış, bazı yerlerinde ise 800–1000 °C sıcaklıkta yüzeyin birkaç kilometre kadar derinliğine gelmiştir. Yeryüzüne yaklaşan magma, üzerindeki sert kabuğı yarıp yeryüzüne çıkamaz. Buna karşılık bu sert kaya katmanlarından oluşan yerkabuğı, jeotermal enerji kaynaklarını besleyen yağmur sularının sızmasına izin verir. Derinliklere indikçe yağmur sularının sıcaklığı artar. Derin kuyu ve madenlerde yapılan araştırmalarda her 300 m. derinlikte 30 °C sıcaklık artışının olduğu görülmektedir. Derinliklere sızan yağmur suları, magmanın ısıttığı kaya katmanlarından ısı alarak yüksek sıcaklıkta ve basınçta jeotermal kaynakları oluştururlar.

4000 °C sıcaklığa sahip olan magmanın enerjisi, üst tabakaların ve yerkabuğunun, 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[1].

5.2. Jeotermal Enerjinin 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 ak su kaynaklarına çokça rastlanmaktadır. Floransa'nın güneyinde Larderello yöresi adı verilen yerdeki kaynaklardan 1952 yılında elde edilen elektrik enerjisi, İtalya toplam elektrik gücünün %6'sını oluşturmuştur. Larderollada bu tip enerji üretiminin iyi sonuç vermesi bu sanayinin ülkenin başka yerlerinde de kurulmasına neden olmuştur.

Floransa kentinin yaklaşık olarak 80 km güneybatısında yer alan Tuscany'nin doğal buhar kuyuları yaklaşık 160 km²'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 kilovatlık elektrik jeneratörü bağlanmıştır. 1916 yılında ise, her birine 3000'er kilovatlık 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'deki 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 kayaçların sıcaklığı yaklaşık olarak 600 °C olarak ölçülmüştür.

Yukarıda verilen açıklamalar ışığında jeotermal enerjinin 1900'lü 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'lü 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 [28].

5.3. Jeotermal Enerjinin Dünyadaki Durumu

Jeotermal enerji, sıcaklığına bağlı olarak, başta elektrik üretimi, ısıtma ve tedavi amaçlı olmak üzere endüstride çeşitli alanlarda kullanılmaktadır. Yüksek sıcaklıkta bir jeotermal akışkandan entegre olarak bir çok alanda faydalanmak mümkündür. Dünyadaki jeotermal sistemler, levhaların çarpışması sonucu aktif kıta kenarlarında, okyanus ortası sırtlarda, aktif kıta yarıklarında (liftlerde) ve volkanik adalar üzerinde bulunurlar. Zayıflık zonlarına bağlı olarak oluşan tektonik ve aktif volkanik kuşaklar 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, Etopya) ve İzlanda da jeotermal kaynaklar bulunmaktadır.

Jeotermal kaynaklar, dünyada eski çağlardan bu yana tedavi ve ilkel yollarla ısıtma amaçlı kullanılmıştır. Endüstriyel kullanım ise ilk olarak 1904 yılında İtalya'da jeotermalden elektrik elde edilmesiyle başlamıştır. 2000 yılı itibariyle dünyada jeotermal kaynaklı elektrik üretim kapasitesi 7974 MWe'ye ulaşmıştır. Dünyada 2000 yılı verilerine göre, toplam elektrik üretiminin % 1.6'sı jeotermal enerjiden sağlanmaktadır. Diğer yenilebilir enerji kaynaklarının dünya elektrik üretimindeki payı rüzgarda %0.6, güneşte %0.05'tir. Jeotermalden elektrik üreten ülkeler arasında 2228 MWe ile ABD, 1909 MW ile Filipinler, 785 MWe ile İtalya, 755 MW ile

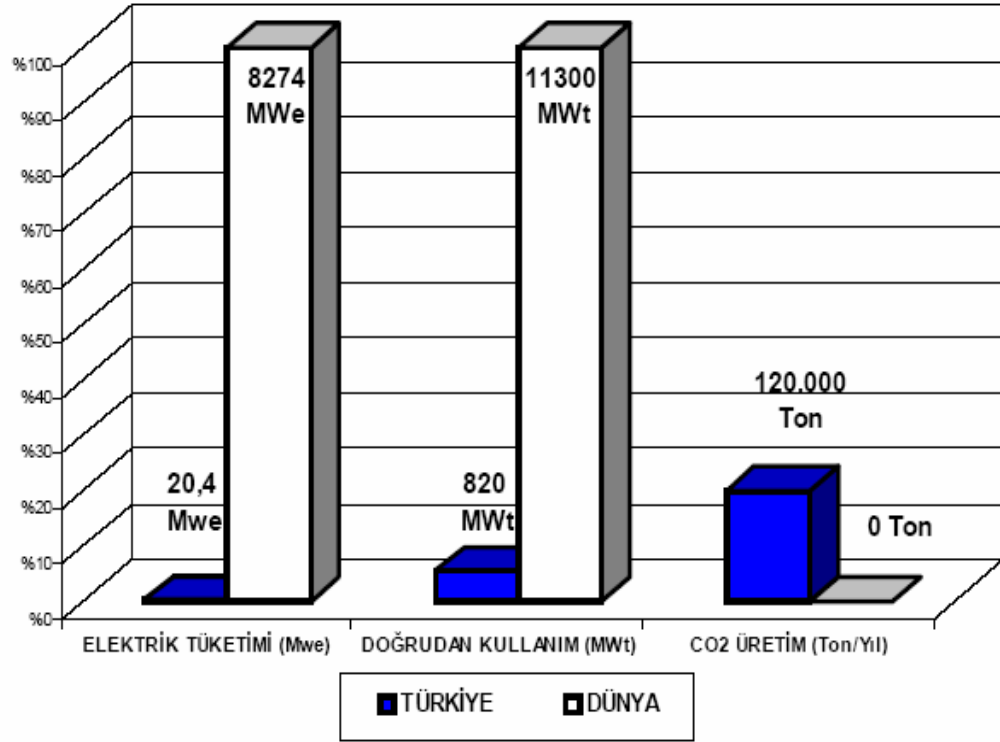
Meksika, 590 MW ile Endonezya, 547 MW ile Japonya ilk sıralarda yer almaktadır. Türkiye ise 20.4 MW kurulu güç kapasitesi ile dünyada 15. sırada yer almaktadır.

Son yıllarda çevre bilincinin gelişmesi, temiz ve yenilebilir enerji kaynağı olan jeotermal enerjinin elektrik üretimi dışında özellikle kent ısıtmasında kullanımını artırmıştır. Günümüzde İzlanda'da binaların %86'sı jeotermal enerji ile ısıtılmaktadır. Dünyada jeotermal enerjinin, ısıtma, soğutma ve termal gibi doğrudan kullanım kapasitesi 2000 yılı itibariyle 11300 MW'a ulaşmıştır (Şekil 5.1, Şekil 5.2.)[27].

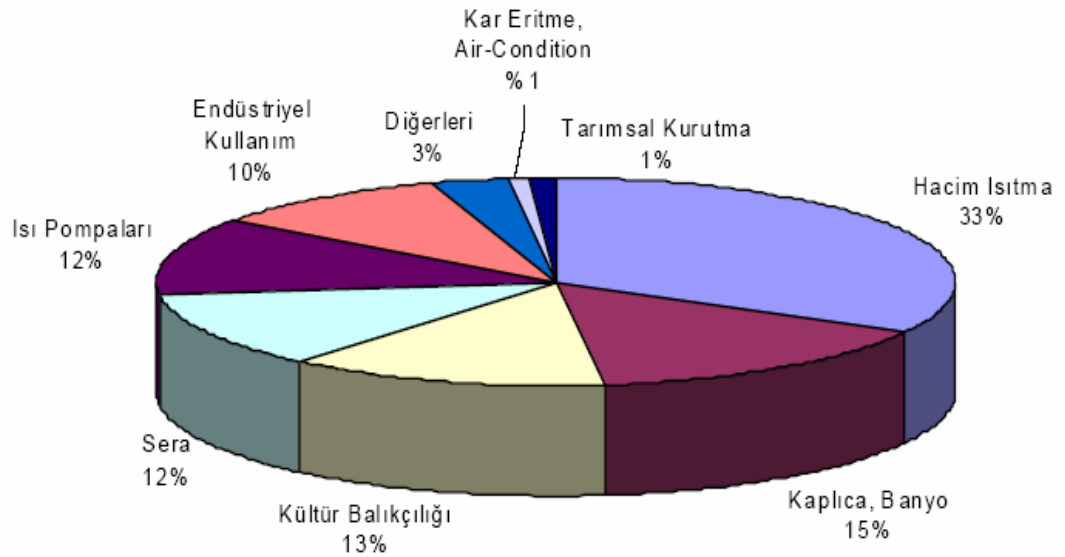
2005 Dünya jeotermal enerji kongresinde sunulan bildirilerden elde edilen değerlere göre:

- Jeotermal kaynaklardan şu an elektrik üreten ülkelerin toplam sayısı 24'e ulaşmıştı,
- 2005 yılına göre devam eden çalışmaların kapasitesi 8274 MW ulaştığı (Şekil 5.1.),
- Kosta Rika, Fransa, İzlanda, Endonezya, İtalya, Kenya, Meksika, Nikaragua, Rusya ve Amerika Birleşik Devletlerinin kapasitesinin 2000 yılına göre %10 arttığı,
- Jeotermal enerjiyle elektrik üreten ülkelere Avusturya, Almanya ve Papua Yeni Gine'nin katıldığı,
- 19 ülkenin 2000 yılından bu yana 307 yeni kuyuyla dikkate değer jeotermal uygulamalar yaptığı, belirtilmiştir[29].

Mayıs 2005 yılında Antalya'da yapılan Dünya Jeotermal kongresi sonunda sunulan rapora göre: Termal enerji kullanımı 75,943 GWh/Yıl'dır ve bu 2000 yılına göre %43'lük bir artışı ifade eder[30].



Şekil 5.1. Jeotermal enerjinin Türkiye’de ve Dünyada değerlendirilmesi ve karşılaştırılması



Şekil 5.2. Jeotermal enerjinin Dünyadaki kullanımları ile ilgili yüzdesel dağılımı

5.4. Dünya Üzerindeki Jeotermal Sahalar

Bilindi gibi ortalama olarak yerin ısısının yüzeyden itibaren her 33 m'de 1 °C yükseldiği kabul edilir. Fakat yapılan çalışmalarda bu ısının dünyanın bazı bölgelerinde çok yükseldiği anlaşılmıştır. Bu gibi ortalama ısının çok üstünde olan bölgeler jeotermal enerji bakımından çok önemli olduğu görülür. Bu bölgeler yeryüzünde gelişigüzel dağılmış olmayıp belirli kuşaklar gösterirler [31].

5.5 Jeotermal Enerji Kaynakları

Genellikle tektonik levha sınırları diye bilinen ve depremlerin sık ve şiddetli olmasıyla veya volkanik faaliyetlerle de tanımlanan bölgelerde, yer kabuğunda kırıklar olduğundan bu bölgeler genellikle jeotermal enerji açısından zengin bölgelerdir. Jeotermal enerji kaynakları şu şekilde sınıflandırılabilir.

5.5.1. Normal ısı gradyanlı sahalar

Jeotermal olarak yüksek ısı akısı gösteren alanların dışındaki alanlardır. Bu alanlarda yaklaşık her 100 metrede sıcaklık 2.5 °C artar. Eğer 150°C'lik bir sıcaklık elde etmek istiyorsak yaklaşık 5000m derinliğinde kuyu kazılması gerekir. Bu uygulama şu anda ekonomik değildir.

5.5.2. Radyojenik sahalar

Bu tür bölgeler kayaların içerisindeki radyoaktif elementlerin bozulmasıyla ortaya çıkan ısıyla, sıcaklıkları normal ısı gradyanının üzerine çıkmış bölgelerdir. Genellikle granit gibi kaya tabakalarında toplanan bu enerji, granit tabakalarının su geçirgenliği az olduğundan doğal olarak suya aktarılma olasılığı pek yüksek değildir.

5.5.3. Yüksek ısı akışlı bölgeler

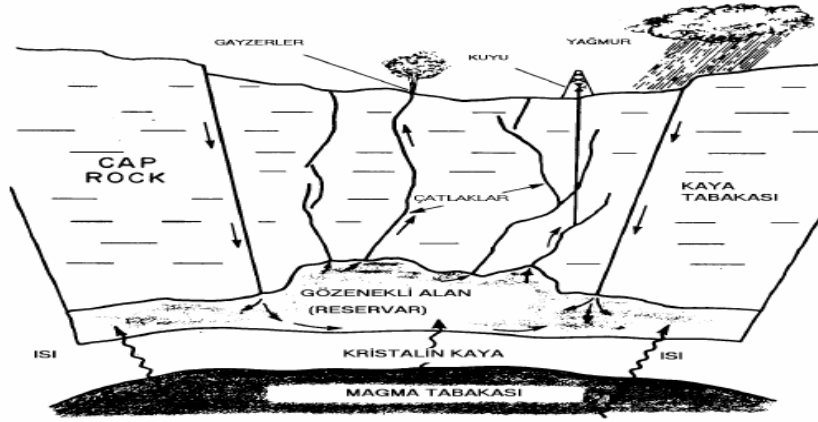
Yeraltından yeryüzüne ısı transferi iletim mekanizmasıyla olur. Dünyanın bazı bölgelerinde yerkabuğunun ısıl geçirgenlik katsayısı çok düşük olabilir. Eğer bu yüksek ısı akışı ile bir arada bulunuyorsa sıcaklıklar normal gradyanın üzerine çıkabilir. Örneğin Macaristan'da sıcaklık değişimi 40-75 °C/km civarındadır. Bu değer normal gradyanın yaklaşık üç misli civarındadır. Bu tür yüksek ısı akışlarının oluşmasının sebebi bu bölgelerde yer kabuğunun göreceli olarak ince olması veya kabuğun içine sıkışmış yüzeye yakın bir magma tabakasının olması olabilir.

5.5.4. Basınç altındaki jeotermal sahalar:

Bazı sedimenter kaya oluşumlarının arasında sıkışmış fosil su kaynakları bulunabilir. Bu tür su kaynakları basınç olarak normal basınç gradyanının üzerinde değerlere sahip olabilir. Eğer basınç gradyanı metre başına 10.5 kPa değerinin üzerindeyse bu tür alanlara basınç altında jeotermal alanlar adı verilir. Bu tür alanların çekici tarafı genelde basınç, sıcaklık ve metan kaynakları olarak üç enerji kaynağının kullanılmasını sağlayacak bir ortam oluşturmaktadır.

5.5.5. Nokta ısı kaynakları

Bu tür ısı kaynakları en kolay kullanılabilen jeotermal enerji kaynaklarıdır. Termal kaynak, ya yerin içinde oldukça yüksekte bulunan bir magma bölgesi veya çatlaklar boyunca yükselmiş bir magma (ergimiş bazalt) tabakasıdır. Genelde yerin 7-15 km altında bulunur. Bu magmadan direk olarak enerji sağlanması için çalışmalar varsa da eğer çatlaklardan kaynaklanan su sızıntıları magmaya yakın bir bölgede gözenekli kayalar içerisinde bir su rezervuarı oluşturabiliyorsa, su buharı enerji elde edilebilmesi için daha elverişli bir kaynak oluşturur. Şekil 5.2 bu tür bir kaynağın yapısını göstermektedir.



Şekil 5.2 Jeotermal – hidrotermal kaynak ve oluşumu için gerekli yapı.

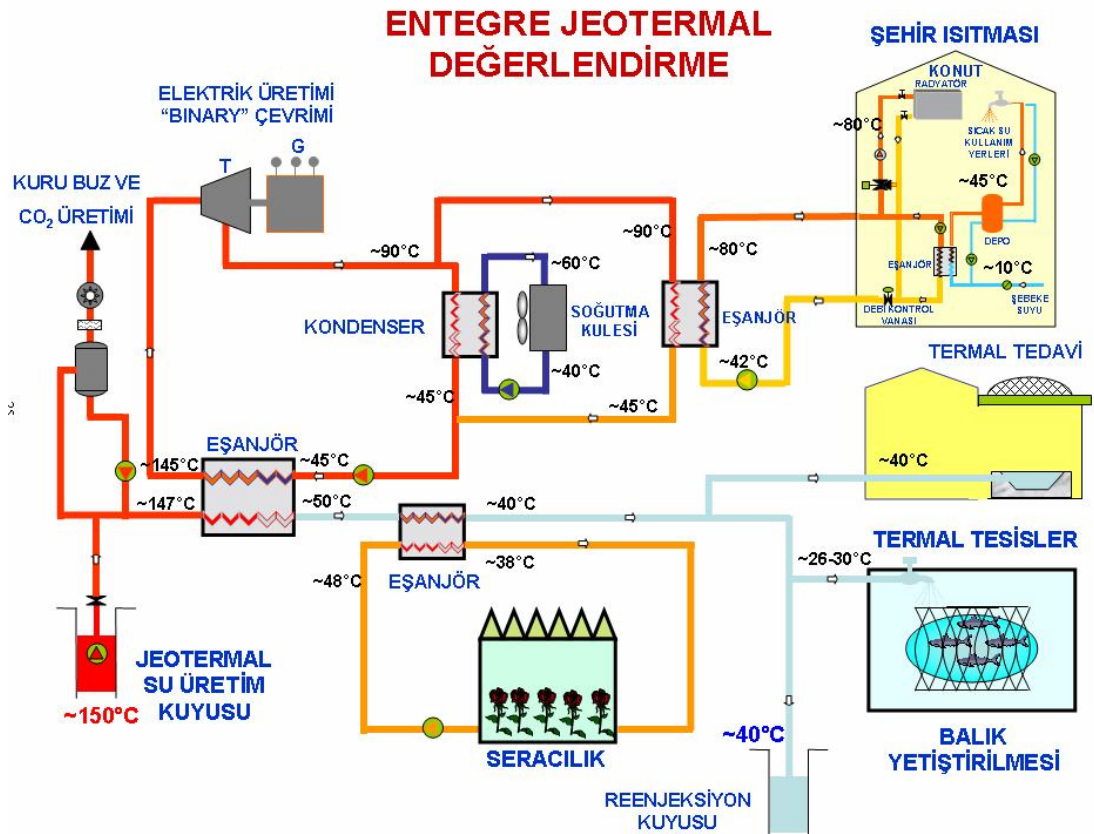
5.6. Kullanım Alanları

Jeotermal sahalardan üretilen akışkan, sıcaklık değerlerine göre oldukça geniş bir yelpazede kullanım olanağı sunmaktadır (Çizelge 5.1). Düşük ve orta sıcaklıklı sahalardan üretilen akışkan sera, konut, tarımsal kullanımlar gibi ısıtıcılık uygulamasında, yiyecek kurutulması, kerestecilik, kağıt ve dokuma sanayi, derecilik ve soğutma tesislerinde kullanımlar olmak üzere endüstriyel uygulamalarda ve borik asit, amonyum bikarbonat, ağır su ve akışkandaki CO₂'den kuru buz elde edilmesi gibi kimyasal madde üretiminde kullanılmaktadır. Yüksek sıcaklıklı sahalardan elde edilen akışkandan ise elektrik üretiminin yanı sıra entegre olarak diğer alanlarda da yararlanılmaktadır (Şekil 5.3.).

Jeotermal aramalarda birincil amaç enerji, "elektrik enerjisi" üretmektir. Bu amacın yanı sıra sıcak su kaynağının veya sondajdan elde edilen akışkanın sıcaklığına bağlı olarak hemen tüm ısı derecelere sahip jeotermal akışkanı pratikte kullanmak mümkündür[32].

Çizelge 5.1. Lindal diyagramı

Sıcaklık (°C)	Kullanım Alanları
180	Yüksek konsantrasyonlu solüsyonların buharlaştırılması
170	Diatomitlerin kurutulması, ağır su ve hidrojen sülfür elde
160	Kereste, balık ve benzeri yiyeceklerin kurutulması
150	Bayer's metodu ile alüminyum eldesi
140	Konservecilik, çiftlik ürünlerin çabuk kurutulması
130	Seker endüstrisi, tuz endüstrisi
120	Distilasyonla temiz su elde edilmesi
110	Cimento kurutmacılığı
100	Organik maddeleri kurutma, yün yıkama ve kurutma
90	Balık kurutma
80	Yer ve sera ısıtmacılığı
70	Soğutma (Alt sıcaklık limiti)
60	Sera ahır ve kümes ısıtmacılığı
50	Mantar yetiştirme, balneolojik kullanımlar
40	Toprak ısıtma
30	Yüzme havuzları, fermantasyonlar, damıtma ve soğutma
20	Balık çiftlikleri



Şekil 5.3. Jeotermal enerji entegre tesisleri.

5.7. Türkiye'nin Önemli Jeotermal Alanları

Türkiye'de 35 °C'nin üstünde jeotermal akışkan içeren 170 adet jeotermal saha bulunmaktadır. Bu sahalardan Denizli-Kızıldere (200–242 °C), Aydın-Germencik (200–232 °C), Manisa- Salihli-Göbekli (182°C), Çanakkale-Tuzla (173°C), Aydın-Salavatlı (171°C), Kütahya-Simav (162°C), Manisa Salihli (155°C), İzmir-Seferihisar (153°C) ve Aydın-Yılmaz köy (142°C) sahaları elektrik üretimine diğer sahalara ise merkezi ısıtma ve diğer kullanımlar için uygundur. Türkiye, Alp-Himalaya orojenik kuşağı üzerinde bulunmasıyla bağlantılı olarak, orojenik magmatik ve volkanik aktivitelerin çok olması nedeni ile jeotermal açıdan büyük bir potansiyele sahiptir. Ülkemizde aktif faylara ve volkanizmaya bağlı olarak başta ege bölgesi olmak üzere, Kuzeybatı, Orta Anadolu, Doğu ve Güney Doğu Anadolu bölgelerinde 600'ün üzerinde jeotermal kaynak bulunmaktadır.

MTA Genel Müdürlüğü tarafından 38 yıllık süre içerisinde 304 jeotermal kuyuda 120 - 556 metre sondaj yapılmış ve ısıtmaya baz alarak yaklaşık 2046 MW jeotermal potansiyel görünür hale getirilmiştir. Ülkemizin doğal olarak kendiliğinden boşalan sıcak su kaynaklarının yaklaşık 600 MW olan bu potansiyeli de bu rakama eklenirse toplam kullanılabilir jeotermal potansiyelimiz 2646 MW'a ulaşmaktadır.

Türkiye'deki 600 jeotermal kaynak alanı dikkate alındığında teorik olarak muhtemel enerji potansiyelinin 31 500 MW olduğu tahmin edilmektedir[26].

5.8. İzmir İli Jeotermal Alanları

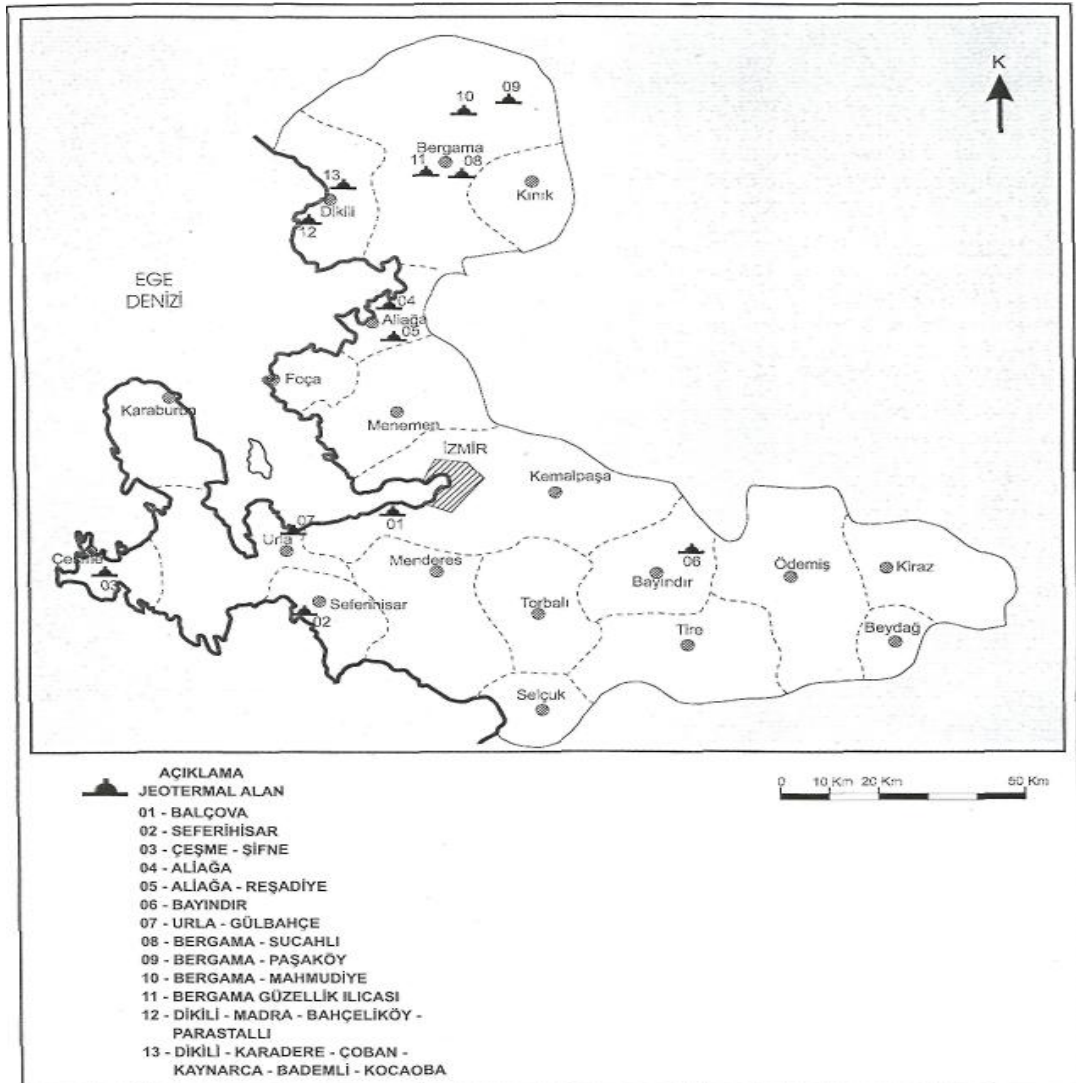
İzmir ili sıcak su kaynakları bakımından oldukça zengindir (Harita 5.1). Kaynaklar, tektonik hatlar boyunca çıkmaktadır. Dikili, Aliağa, Seferihisar, Baıçova jeotermal alanlarında sondajlı çalışmalar sonucu üretilen akışkan, elektrik üretimine uygun sıcaklıktır[32].

5.9. 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, serpantinit ve kireçtaşı gibi kayalardan 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. izmir flişinin üzerinde alanın dışında açılal 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'dır. 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 kayalarda rezervuar gelişmesine yardımcı olmuştur. Tektonik etkinliğin iyi olmasına rağmen mevcut kayaların litolojik özelliklerinden dolayı porozite ve permeabilite çok iyi gelişmiş değildir[32].



Harita 4.1. İzmir ili jeotermal alanları.

5.10. Sıcak Su Kullanımı

Balçova kaplıcalarında sıcak suların geniş bir kullanım alanı vardır. Sıcak akışkandan; mevcut fizik tedavi ünitelerinde, seraların ısıtılmasında, şehir ısıtılmasında, kaplıca ve hastane tesislerinin ısıtılmasında, yüzme havuzunda yararlanılmaktadır[32].

Çizelge 5.2. Balçova jeotermal alanında açılan kuyular[32].

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	

5.11. Açılan Sondajlar

Bölgede yapılan jeolojik etütler sonucu belirlenen lokasyonlarda 1963 yılından başlayarak günümüze kadar çok sayıda sondaj yapılmıştır(Çizelge 5.2.).

5.12 Jeotermal Enerji İle Soğutma

Jeotermal enerji, endüstriyel soğutma, evlerin mahallelerin soğutulması veya serinletilmesi, soğuk hava deposu işletmeciliği, mantar yetiştiriciliği için soğuk ve serin ortamların hazırlanması işlemlerinde de değerlendirilmektedir. Jeotermal enerji ile Yeni Zelanda'da otel, ABD'de bina, endüstriyel soğutma ve yaz aylarında çiçek yetiştirilmesi için seraların soğutulması yapılmaktadır. Dünyada jeotermal enerjiyle soğutma sistemlerinin sayısı giderek artmaktadır. Jeotermal soğutma sisteminin alternatifi, elektrik enerjisi ile soğutmadır. Jeotermal soğutma sistemlerinin bakım ve işletme giderleri, elektrikli soğutma sistemlerine göre %95 daha ucuzdur. Yani elektrikli soğutma sistemlerinin %5'ine mal olmaktadır. Jeotermal enerjiyle soğutma son derece ekonomik ve etkili bir uygulamadır. Otuz ve otuzun üzerindeki evlerin soğutulmasının maliyeti, elektrikli soğutma sistemlerine göre daha hesaplıdır. Ancak jeotermal enerji ile soğutma yapabilmek için, uygun jeotermal saha ve uygun mesafedeki soğutma alanlarının bulunması gereklidir. Jeotermal enerji ile soğutmanın yapılması amonyak+su ya da lityum bromür+su (absorbsiyonlu) soğutma makineleri aracılığı ile yapılmaktadır. Soğutma makinelerinde soğuk temiz su veya soğuk hava elde edilebilmesi için, 70 °C'nin üzerindeki jeotermal akışkanlar kullanılmaktadır. 120 °C jeotermal akışkan ile çalışan soğutma makinesinde -60 °C'ye kadar soğuk hava elde edilebilmektedir[26].

6. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ÇALIŞMA ÖZELLİKLERİ

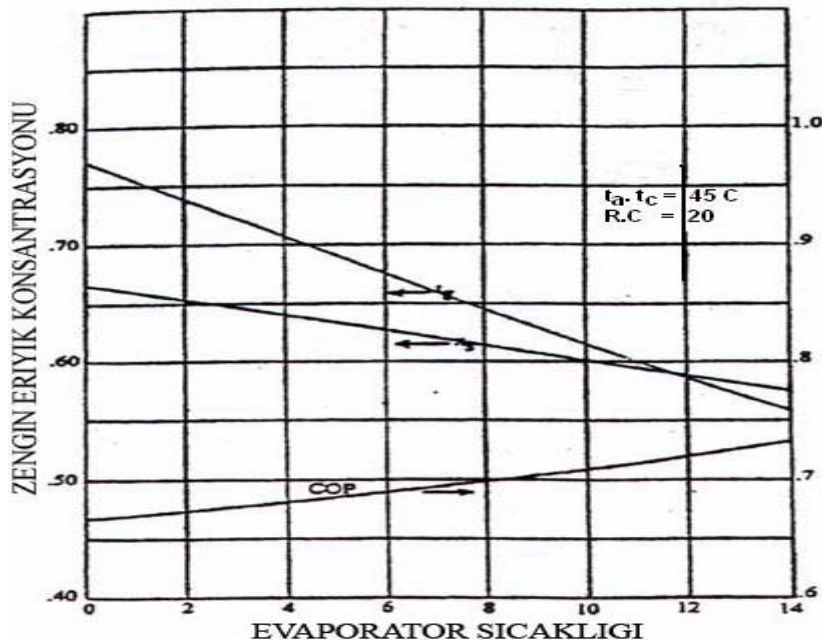
6.1. Evaporatörün Özellikleri

LiBr-H₂O absorpsiyonlu soğutma sisteminde buharlaştırıcı 4 °C'nin altında (soğutucu su buharı olduğundan) çalışmaz (29). Evaporatör sıcaklıkları 4 ile 12 °C arasında değişir. Şekil 6.1'de görüldüğü gibi evaporatör sıcaklığının artması, generatör sıcaklığını azaltacak ve COP değerini arttıracaktır. Bunun için evaporatör sıcaklığı 10°C alınır. Soğutma sisteminin çalışması boyunca evaporatöre sadece su aktığından Ek1(su ve su buharı tablosu)'deki tablodan 10°C'de su buharının özellikleri okunur [26].

LiBr konsantrasyonu, $X=0$ (saf su)

Evaporatör (buharlaştırıcı) basıncı, $P_{buh} = 0,01227 \text{ bar} = 0,01251 \text{ at}$

Entalpi, $h_{buh} = 2519,21 \text{ kJ/kg} = 601,67 \text{ kcal/kg}$



Şekil 6.1. Evaporatör (buharlaştırıcı) sıcaklığının bir fonksiyonu olarak generatör (kaynatici) sıcaklığı, COP ve zengin eriyik konsantrasyonu değeri [26].

6.2. Kondenserin Özellikleri

Kondenserden ısı çekilebilmesi için kondenser sıcaklığı çevre sıcaklığından daha büyük olmalıdır. İzmir ili için yaz aylarının (Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül) maksimum sıcaklık ortalaması 33 °C'dir. Buna göre dış sıcaklık 36 °C, kondenser sıcaklığı ise 41 °C olarak alınır. 41 °C'deki suyun özellikleri;

LiBr konsantrasyonu, $X = \%0$ (saf su)

Kondenser (yoğuşturucu) basıncı, $P_{yog} = 0,0752 \text{ atm} = 0,07375 \text{ bar}$

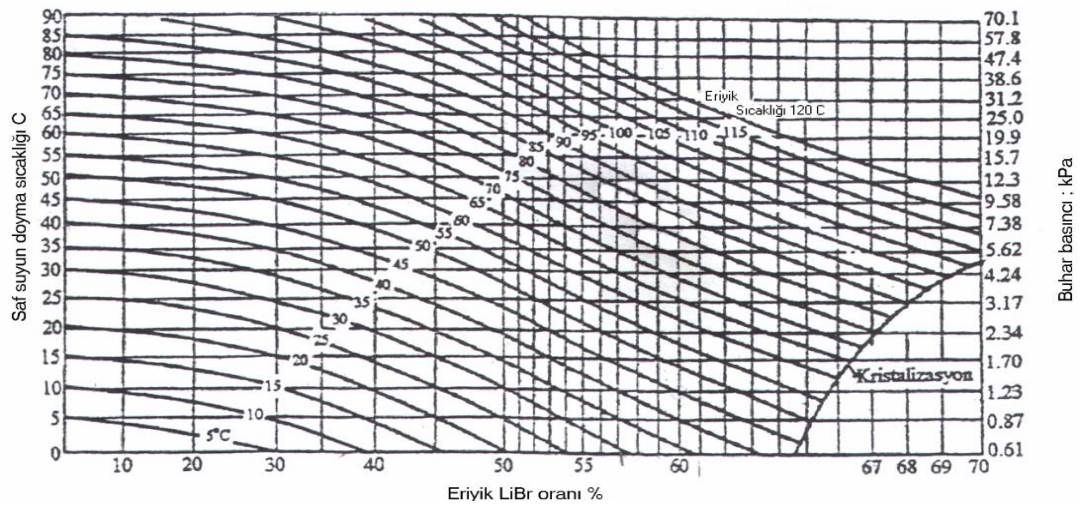
Entalpi, $h_{yog} = 167,45 \text{ kJ/kg} = 39,98 \text{ kcal/kg}$

6.3. Absorberin Özellikleri

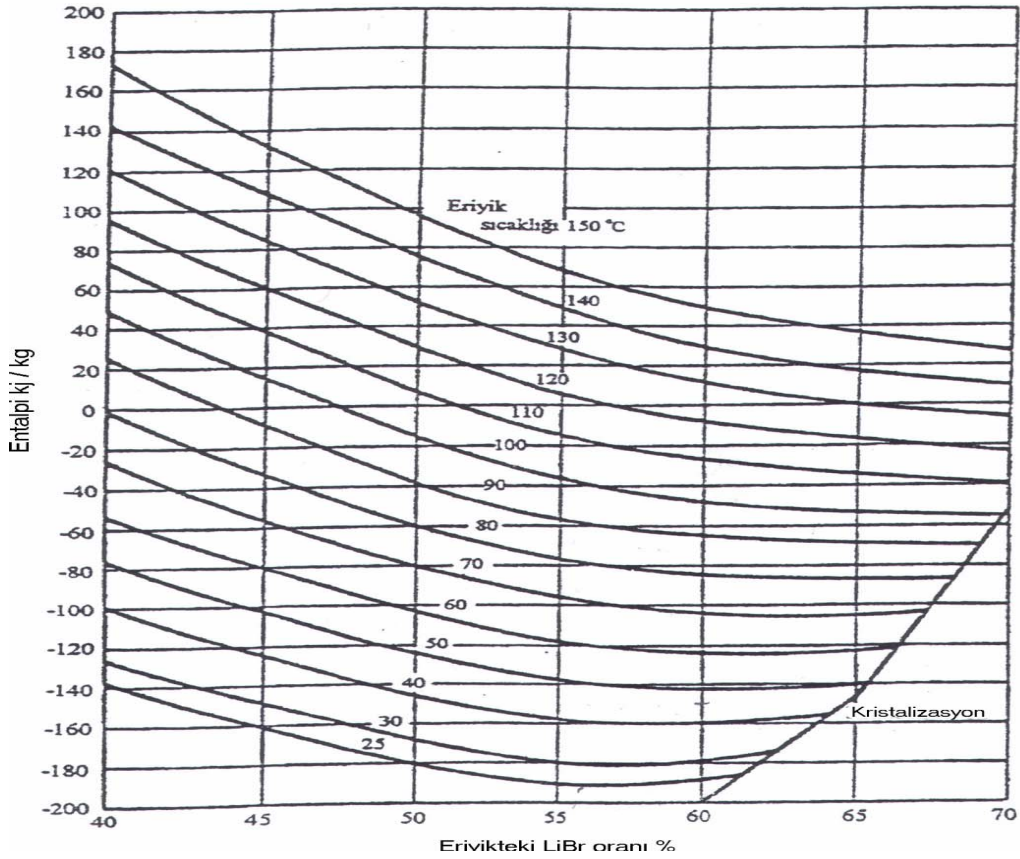
Absorberden ısı çekilebilmesi için absorberin sıcaklığı çevre sıcaklığından daha büyük olmalıdır. İzmir ili için çevre sıcaklığı 36 °C alınmıştır. Bundan dolayı absorber sıcaklığı da 41 °C olarak alınır. 10 °C evaporatör ve 41 °C absorber sıcaklığına göre Şekil 6.2.'den LiBr konsantrasyonu aşağıdaki gibi okunur

LiBr konsantrasyonu , $X = \%55$

Absorber basıncı, $P_{abs} = P_{buh} = 0,01251 \text{ atm} = 0,017 \text{ bar}$



Şekil 6.2. LiBr-H₂O eriyiğinin sıcaklık-basınç konsantrasyon diyagramı



Şekil 6.3. LiBr-H₂O karışımında entalpi- LiBr ağırlık oranı

6.4. Generatörün Özellikleri

Generatör sıcaklığı LiBr-H₂O absorpsiyonlu sistem için 75–95 °C arasındadır. LiBr-H₂O çiftinin generatör sıcaklığı 85°C olarak seçilir. 85°C generatör sıcaklığı ve 41 °C kondenser sıcaklığına göre LiBr konsantrasyonu Şekil 6.2'den;

LiBr konsantrasyonu, $X = \%59$

Generatör basıncı, $P_{kay} = P_{yoğ} = 0,165 \text{ bar} = 0,165 \text{ atm}$

85 °C generatör (kaynatıcı) sıcaklığı ve %55 LiBr konsantrasyonuna göre generatör (kaynatıcı) entalpisi, $h_{kay} = -60 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur (Şekil 6.3).

6.5. Kütlesel Debilerin Hesaplanması

Soğutkanın Kütlesel Debisi: Evaporatörün soğutma yükü $q = 221,836 \text{ kW} = 222 \text{ kW}$ olarak bulunmuştur.

$$q_{\text{evap}} = m_7(h_{\text{evap}} - h_{\text{kon}}) \quad (6.1)$$

$m_7 =$ soğutkanın kütlesel debisi

Eş. 6.1'de bilinen değerler yerine konursa soğutkanın kütlesel debisi;

$$222 = m_7(2519,21 - 167,45)$$

$$m_1 = m_2 = m_3 = m_7 = 0,0943 \text{ kg/s}$$

$$m_3 = m_4 - m_{10} = 0,0943 \text{ kg/s} \quad (6.2)$$

$$m_3 X_3 = m_4 X_4 - m_{10} X_{10} \quad (6.3)$$

$$X_3 = 0$$

$$X_8 = X_9 = X_{10} = 0,59$$

$$X_4 = X_5 = X_6 = 0,55$$

$$0,55 m_4 = 0,59 m_{10}$$

Eş. 6.2 ve Eş. 6.3'den;

$$0,55(0,0943 + m_{10}) = 0,59 m_{10}$$

$$m_{10} = m_9 = m_8 = 2,68 \text{ kg/s}$$

$$m_4 = m_3 + m_{10} \quad (6.4)$$

$$m_4 = 0,0943 + 2,68 = 2,774 \text{ kg/s}$$

$$m_4 = m_5 = m_6 = 2,774 \text{ kg/s bulunur.}$$

6.6. LiBr-H₂O Eriyiğinin Sıcaklık-Basınç-Konsantrasyon Özellikleri

Şekil 6.2. ve Şekil 6.3.'den okunarak ve hesaplanarak sistemin bütün noktalarındaki sıcaklık, basınç, konsantrasyon ve entalpi değerleri Çizelge 6.1.'de gösterildiği gibi belirlenmiştir.

Çizelge 6.1. LiBr-H₂O eriyiğinin sıcaklık-basınç-konsantrasyon değerleri

Durum	Basınç P(bar)	Sıcaklık t(°C)	Konsantrasyon LiBr	Entalpi h(kj/kg)	Kütleli debi m(kg/s)
1	0,016	40	0	167,45	0,0943
2	0,01227	10	0	167,45	0,0943
3	0,01227	10	0	2519,9	0,0943
4	0,016	40	0,55	-160	2,774
5	0,06	40	0,55	-160	2,774
6	0,06	65	0,55	-110	2,774
7	0,07	85	0	2643,8	0,0943
8	0,07	85	0,59	-70	2,68
9	0,07	58	0,59	-135	2,68
10	0,013	58	0,59	-135	2,68

6. noktasının entalpi değerlerinin hesaplanması

$$m_5h_5+m_8h_8 = m_9h_9+m_6h_6 \quad (6.5)$$

$$2,744(-160)+2,68(-70) = 2,68(-135)+2,774h_6$$

$$h_6 = -95,52 \text{ kJ/kg}$$

6.7. Sistem Elemanlarının Isı Yüklerinin Belirlenmesi

6.7.1. Generatör ısı yükü

$$q_{\text{gen}} = m_7h_7 + m_8h_8 - m_6h_6 \quad (6.6)$$

6.7.2. Kondenser ısı yükü

$$q_{\text{kon}} = m_7(h_7 - h_1) \quad (6.7)$$

6.7.3. Absorber ısı yükü

$$-q_{\text{abs}} + h_3 m_3 + h_{10} m_{10} - h_4 m_4 = 0 \quad (6.8)$$

6.7.4. Evaporatörün ısı yükü

$$q_{\text{evap}} = m_7(h_3 - h_2) \quad (6.9)$$

6.7.5. Isı değiştirgeci ısı yükü

$$q_{\text{id}} = m_8(h_8 - h_9) = m_6(h_6 - h_5) \quad (6.10)$$

6.7.6. Sistemin Performans Katsayısı

$$(\text{COP})_{\text{IDEAL}} = T_e(T_g - T_a) / T_g(T_a - T_c) \quad (6.11)$$

$$\text{COP} = q_{\text{evap}} / q_{\text{gen}} \quad (6.12)$$

Sistemin soğutma etkisi (verimi):

$$\eta_R = \text{COP} / (\text{COP})_{\text{IDEAL}} \quad (6.13)$$

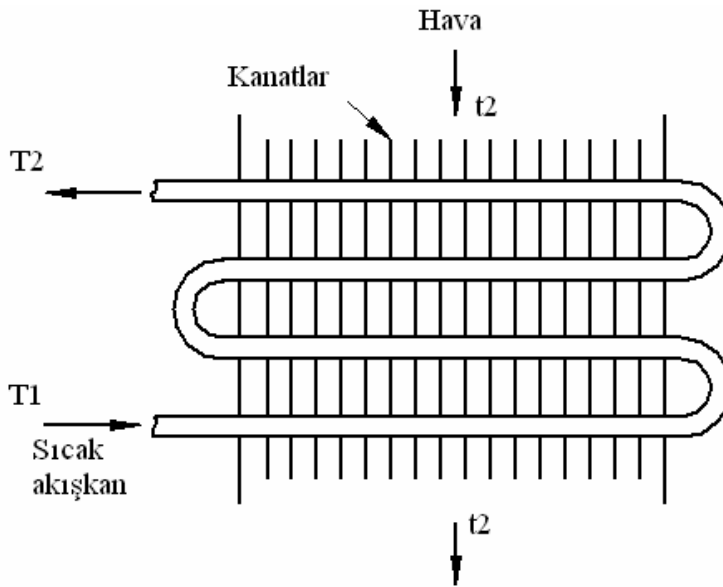
7. SİSTEM ELEMANLARININ BOYUTLARININ HESAPLANMASI

7.1. Evaporatör

Evaporatör, sıvı halindeki soğutucu akışkanın alçak basınç ve sıcaklıkta buharlaşırken gerekli buharlaşma ısısını soğutulacak ortamdaki cihazlardan alan cihazlardır. Evaporatörler, direkt soğutmalı ve indirekt soğutmalı olarak ikiye ayrılır. Direkt soğutmalı sistemlerde, soğutulacak ortam doğrudan doğruya soğutucu akışkan serpantini ile soğutulur. İndirekt soğutmalı sistemlerde ise serpantin vasıtasıyla soğuk su veya sıvı elde edilir ve ortamın soğutulması bu sıvı ile yapılır.

Evaporatörler ortam ısısının çekildiği ısı taşıyıcısının türüne göre su soğutmalı ve hava soğutmalı olarak yapılırlar.

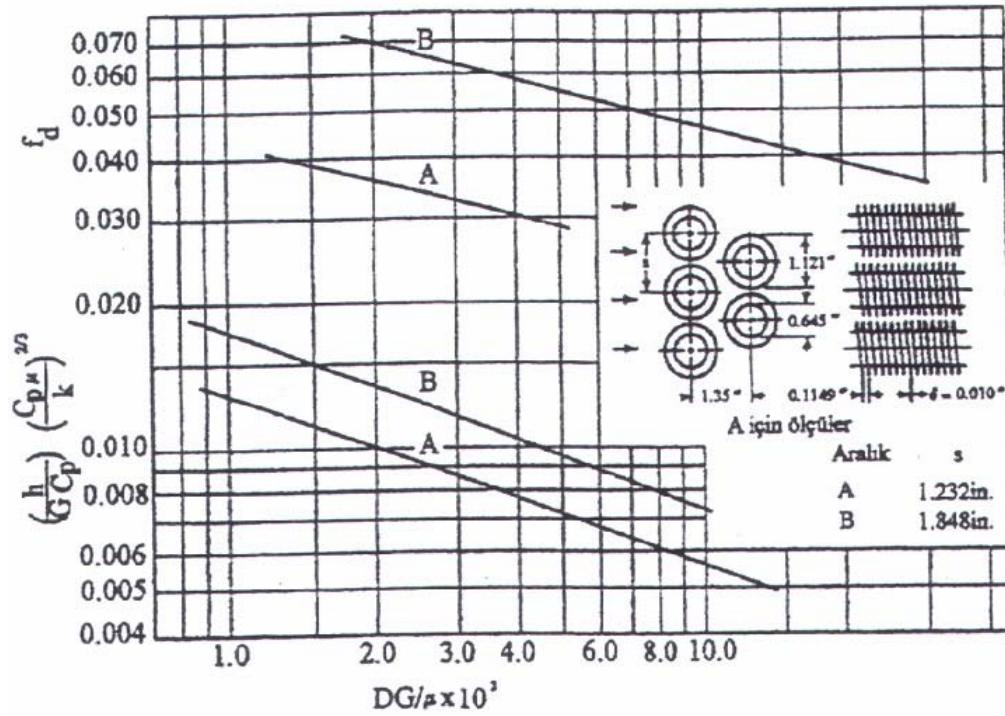
Tasarlanan sistemde kullanılacak evaporatör hava soğutmalı, karşıt-çapraz akışlı evaporatördür. Bu tip evaporatör, borular boyunca sıcak su geçtiğinden ve diğer akışkan hava olduğundan tercih edilir [26].



Şekil 7.1. Karşıt çapraz akışlı evaporatör

7.1.1. Dış ısı iletim katsayısı

Dış ısı transfer katsayısını belirlemek için kanatlı borularda karşıt- çapraz akış türünde sürtünme faktörlerini ve ısı transfer katsayısını veren boyut verileri kullanılacaktır. Şekil 7.2.'de verilmiş olan boyut verilerinde yüzey tipi olarak A seçilmiştir [26].



Şekil 7.2. Dairesel kanatlı borulardan çapraz akışlı geçiş için sürtünme faktörleri ve ısı transfer katsayıları, yüzeyler

Boru dış çapı	= 0,645inç = 16,383 mm
Kanat Kalınlığı	= 0,010inç = 0,254 mm
Kanat alanı / Toplam alan	= 0,862
Hava geçişi eşdeğer çap	= 0,01797 ft = 0,00539 mm
Serbest akış alanı / ön yüzey alanı	= 0,4430,628
Isı transfer alanı /toplam hacim	= 98,765,7 ft ² /ft ³

30 °C'de havanın fiziksel özellikleri [26].

$$\rho=1,1305 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu=1,896.10^{-5}$$

$$\nu=16,78.10^{-5}$$

$$k=0,02679 \text{ W/mK}$$

$$C_p=1,007 \text{ kJ/kgK}$$

Hava hızı $V=5 \text{ m/s}$ olarak seçilirse;

Havanın kütleli hızı:

$$G= \rho \cdot V \quad (7.1)$$

$$Re= \frac{D \cdot G}{\mu} \quad (7.2)$$

Böylece Şekil 7.2.'den

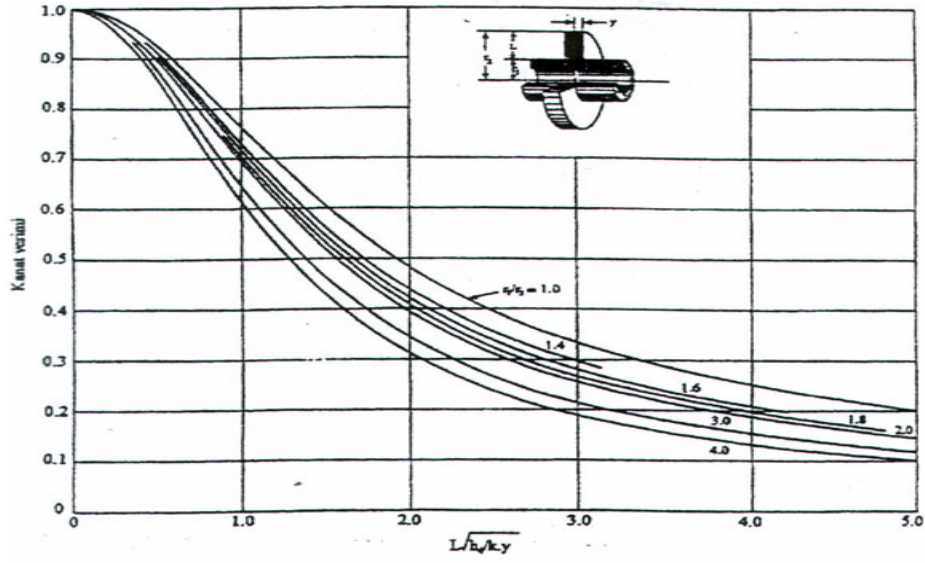
$$\left(\frac{h}{G \cdot C_p} \right) \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{2/3} = 0,029 \quad (7.3)$$

$$\left(\frac{h}{5,652 \cdot 1,007} \right) \cdot \left(\frac{1,007 \cdot 1,896 \cdot 10^{-5}}{0,02679} \right)^{2/3} = 0,029 \quad (7.4)$$

$$h_d=20,68 \text{ W/m}^2\text{K}$$

7.1.2. Evaporatör boyutları

Evaporatör tasarımında kanatlı borular kullanılmıştır. Bu yüzden evaporatör boyutlarını belirlerken kanat verimi göz önüne alınmalıdır. Kanat verimi Şekil 7.3.'den ve aşağıdaki eşitliklerden hesaplanabilir.



Şekil 7.3. Dairesel Kanat Verimi [26].

Bunun için $L\sqrt{h_d/k.y}$ ve r_2/r_1 ifadelerinin bulunması gerekir.

k = Alüminyum kanadın ısı iletkenliği= 211 W/m°C

y = kanat kalınlığının yarısı= 0,254/2=0,127 mm (Şekil 7.3.)

L = Kanat uzunluğu= r_2-r_1

r_1 = boru dış çapı/2= 16,383/2=8,19 mm

r_2 = Kanat Dış Çapı/2=1,121inç/2=14,236 mm

L =14,236–8,19=6,046 mm

Böylece;

r_2/r_1 =1,738

$L\sqrt{h_d/k.y}$ = 0,167 bulunur.

Yukarıdaki iki değer kullanılarak Şekil 7.3.'den kanat verimi η =0,98 olarak bulunur.

Birim boru uzunluğunun dış yüzey ısı transfer alanı:

$$A = \frac{2[(a.b) - (\pi.D_d^2/4)]}{e^t} \quad (7.5)$$

Birim uzunluktan ısı transferi:

$$q_1 = h_d \cdot A \cdot \eta \cdot \Delta_t \quad (7.6)$$

Toplam boru uzunluğu:

$$L = \frac{q}{q_1} \quad (7.7)$$

Evaporatör yüzey alanı:

$$A = \pi \cdot D_d \cdot L \quad (7.8)$$

Ayrıca, zorunlu hava sirkülasyonu kanatlı tip evaporatörlerde hava hızı durumuna göre toplam ısı transfer katsayısı değerleri Çizelge 7.1.'de gösterilmiştir [26].

Çizelge 7.1. Hava hızlarına göre toplam ısı transfer katsayıları

Hava hızı	U , fg/ m ² .h. °C
Yavaş	12
Hızlı	18
Maksimum	20

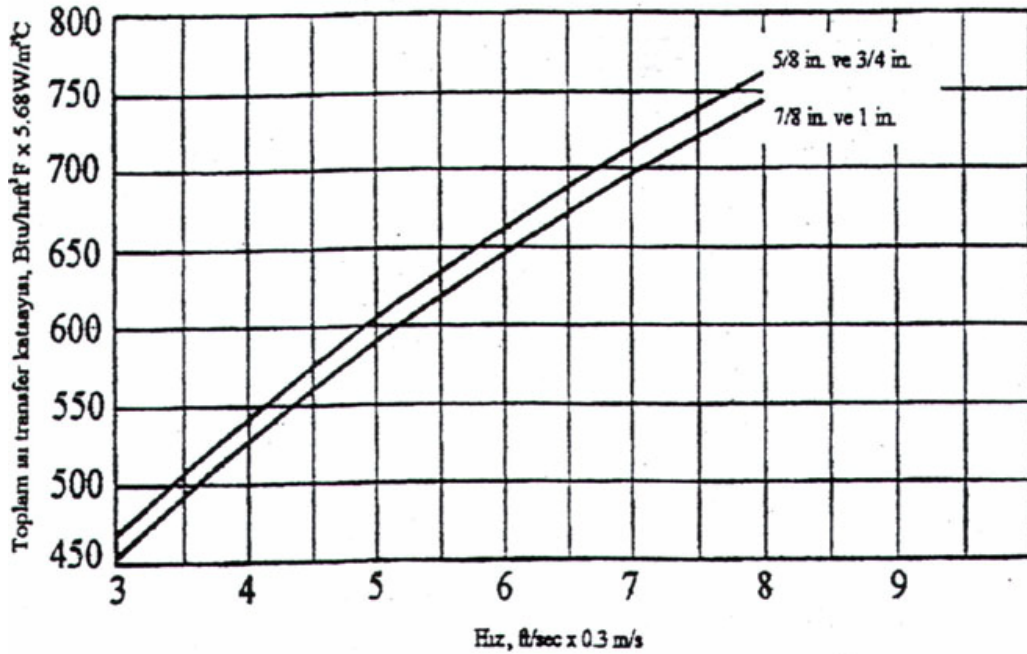
Çizelge 7.1.'de maksimum hava hızı için verilen $U=20 \text{ fg/ m}^2 \cdot \text{h. } ^\circ\text{C}=23,25 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ısı transfer katsayısına değerine göre evaporatör yüzeyi:

$$q_{\text{evap}} = U \cdot A \cdot \Delta_t \quad (7.9)$$

7.2. Kondenser

Kondenserin ana görevi; generatörden yüksek basınçta gelen buhar halindeki soğutkanın ısını alarak sıvılaştırmaktır. Kondenserler, su soğutmalı, hava soğutmalı ve evaporatif kondenserler olmak üzere üç sınıfa ayrılır.

Kondenser tipi, uygulama yeri ve istenen yoğunlaştırma kapasitesine göre seçilir. Küçük kapasiteli sistemler için hava soğutmalı, boru-kanat tipi kondenserler kullanılırken büyük kapasiteli sistemler için su soğutmalı ve gövde-boru tipi kondenserler yaygın olarak kullanılır. Bu yüzden bizim sistemimizde su soğutmalı, gövde-boru tipi kondenser kullanılacaktır. Bu tip kondenserlerde soğutma suyu boruların içinde dolaşırken, soğutucu akışkan dış yüzeyde bulunur. Su soğutmalı kondenserlerde, soğutma suyu hızı 0,9-2,4 m/s arasındadır. Soğutma suyu hızının toplam ısı transfer katsayısı üzerinde etkisi vardır ve bu etki Şekil 7.4.'de görülmektedir [26].



Şekil 7.4. Su soğutmalı kondenserler için soğutma suyu hızının toplam ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi [26].

Kondenserde kullanılacak borular bakır malzeme olup 5/8" nominal boru çapına göre $D_a=19,1$ mm, $D_i=16,9$ mm olarak seçilmiştir [26].

7.2.1 İ ısı taşınım katsayısı

Boruların içinde soğutma suyunun 1 m/s hızla dolaştığı kabul edilecektir.

$$D_i=16,9 \text{ mm}$$

$$A_i=2,225 \text{ mm}^2$$

Soğutma suyunun giriş sıcaklığı $t_{c,g}=20$ °C

Soğutma suyunun çıkış sıcaklığı $t_{c,}=30$ °C

$(t_{c,g}+ t_{c,})/2=(20+30)/2=25$ °C'de suyun fiziksel zellikleri [26].

Suyun kütlesel debisi:

$$m_c= \rho.A.V \quad (7.10)$$

$$m_c=0,223 \text{ kg/s}$$

Reynolds sayısı;

$$Re= \frac{\rho.V.D_i}{\mu} \quad (7.11)$$

İ yüzey ısı taşınım katsayısı (17).

$$\frac{h_i.D_i}{k}=0,023(Re)^{0,8}.(Pr)^{0,3} \quad (7.12)$$

Eş. 7.12'de $Re>10000$ ve $0,7<Pr<100$ için geçerlidir. Buna göre;

7.2.2. Yoğuşma film katsayısı

Yoğuşan buhar için ısı transfer katsayısı [26].

$$h_v = 0,95 \left(\frac{L \cdot k^3 \cdot \rho^2 \cdot g}{m_v \cdot \mu} \right)^{1/3} \quad (7.13)$$

Eş. 7.13'de tek bilinmeyen değer L/m değeridir. L/m değeri; toplam boru sayısı, bir adet boru uzunluğu ve yoğuşan buhar debisinden hesaplanabilir.

$$m = 0,0943 \text{ kg/s}$$

$$L_1 = 2 \text{ m}$$

Soğutkanın kondensere giriş sıcaklığı $t_{h,g} = 85^\circ\text{C}$

Soğutkanın kondenserden çıkış sıcaklığı $t_{h,\phi} = 41^\circ\text{C}$

$(t_{h,g} + t_{h,\phi})/2 = (85 + 41) = 49^\circ\text{C}$ 'de yoğuşan suyun fiziksel özellikleri [26].

7.2.3. Toplam ısı transfer katsayısı ve kondenser boyutları

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot L} + \frac{R_{fi}}{\pi \cdot D_i \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{D_d}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{R_{fo}}{\pi \cdot D_d \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot \pi \cdot D_d \cdot L} \quad (7.14)$$

Eş. 7.14'de R_{fi} ve R_{fo} , iç ve dış borularda kirlenme faktörü olup akışkan türüne göre verilmiştir [26].

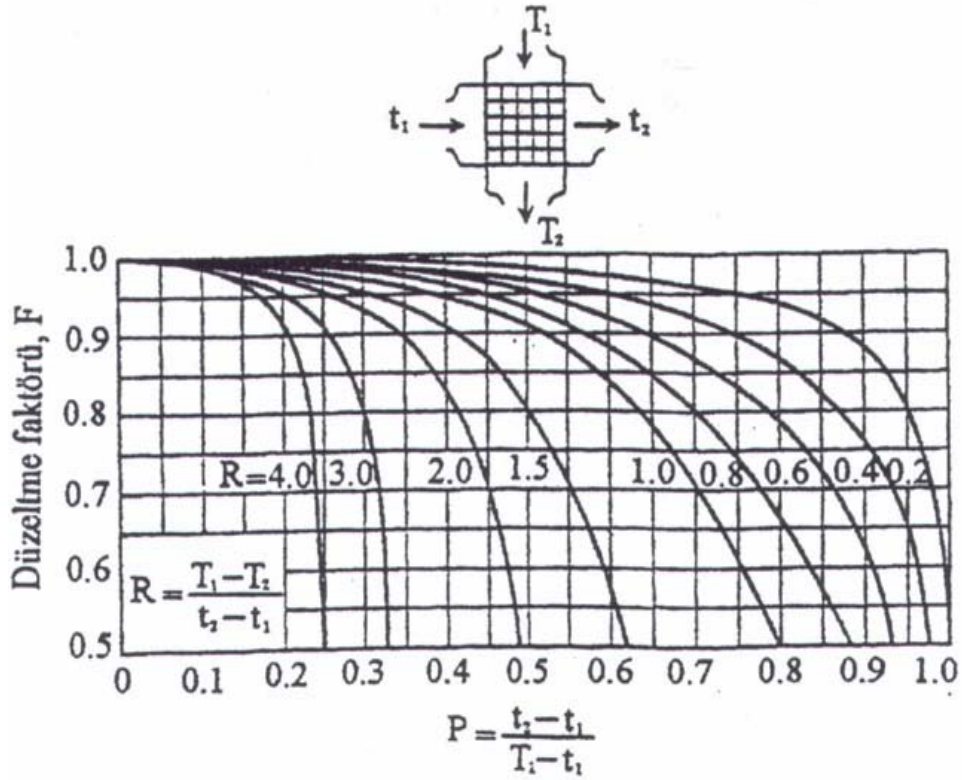
$$q = U \cdot A \cdot \Delta_{tm} \cdot F \quad (7.15)$$

Δ_{tm} = Logaritmik sıcaklık farkı olup şöyle hesaplanır;

$$\Delta_{tm} = \frac{(t_{h,g} - t_{c,\phi}) - (t_{h,\phi} - t_{c,g})}{\ln\left(\frac{t_{h,g} - t_{c,\phi}}{t_{h,\phi} - t_{c,g}}\right)} \quad (7.16)$$

Kapasite belirleme ve boyutlandırma problemleri sıcak ve soğuk akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları ve ısı transfer katsayısı verilmişse LOSF yöntemi kullanılarak kolayca çözülebilir.

Akışın geçiş sayısına ve eşanjör tipine bağlı kalarak her biri duruma uyan (LOSF)'ni veren matematiksel ifadenin bulunması oldukça karmaşıktır. Bulunan matematiksel ifadelerin nümerik uygulaması fazla işlem içermesi nedeni ile pratik değildir. Bu nedenle uygulamada genel olarak (LOSF) düzeltme faktörü "F" kullanılmaktadır. Düzeltme faktörü F, Şekil 7.5 kullanılarak belirlenebilir.



Şekil 7.5. Düzeltme faktörü

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (7.17)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (7.18)$$

Kondenserden atılması gereken ısı $q_{kon} = 233,519$ kW olduğuna göre Eş. 7.15'den;

$L = 88,73$ m toplam boru uzunluğu bulunur.

Toplam kondenser yüzeyi;

$$A_T = \pi \cdot D_d \cdot L \quad (7.19)$$

Boy $L = 2$ m olan bir borunun ısı transferi yapan yüzeyi;

$$A_1 = \pi \cdot D_m \cdot L_1 \quad (7.20)$$

Boru sayısı;

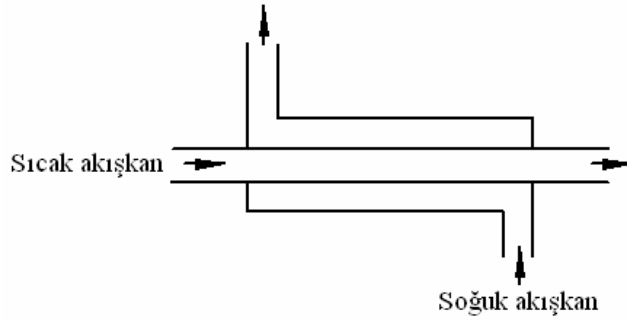
$$n = \frac{A_T}{A_1} \quad (7.21)$$

$n = 47$ adet boru bulunur.

Sonuç olarak, başlangıçta kabul ettiğimiz $n=50$ adet ve $L_1 = 2$ m boru uzunluğu değerleri ile yukarıda hesaplamalarda bulunan değerler yaklaşık olarak eşit bulunmuştur.

7.3. Isı Değiştiricisi

LiBr-H₂O akışkan çifti kullanılan absorpsiyonlu soğutma sisteminde Şekil 7.6'da gösterildiği gibi tek geçişli, gövde-boru tipi ve karşıt akışlı ısı değiştirgeci kullanılacaktır. Isı değiştirgecinin boruları bakır malzeme olup boyutları 2 1/2" nominal boru çapına göre dış çap 66,68 mm, iç çap 62,61 mm olarak alınabilir [26].



Şekil 7.6. Karşıt akışlı ısı değiştirgeci

Isı değiştirgeci etkenliği;

$$\text{Etkenlik } (\epsilon) = \text{Gerçek Isı Transferi} / \text{Eşanjörün vereceği max. Isı transferi} \quad (7.22)$$

$$\text{Gerçek ısı transferi} = q = C_h(t_{h,g} - t_{h,\phi}) = C_c(t_{c,\phi} - t_{c,g}) \quad (7.23)$$

Eşanjörün vereceği maksimum ısı miktarı;

$$q_{\max.} = C_{\min}(t_{h,g} - t_{c,g}) \quad (7.24)$$

$$C_h = C_{ph} \cdot m_h \quad (7.25)$$

$$C_c = C_{pc} \cdot m_c \quad (7.26)$$

m_h : Zengin LiBr eriyiğinin kütleli debisi (kg/s)

C_{ph} : Zengin LiBr eriyiğinin özgül ısısı (kJ/kgK)

m_c : Fakir LiBr eriyiğinin kütleli debisi (kg/s)

C_{pc} : Fakir LiBr eriyiğinin özgül ısısı (kJ/kgK)

$t_{h,g}$: Zengin LiBr eriyiğinin ısı değiştirgecine giriş sıcaklığı = 85 °C

$t_{h,\phi}$: Zengin LiBr eriyiğinin ısı değiştirgecinden çıkış sıcaklığı

$t_{h,ort}$: $(t_{h,g} + t_{h,\phi})/2$ = Zengin LiBr eriyiğinin aritmetik ortalama sıcaklığı

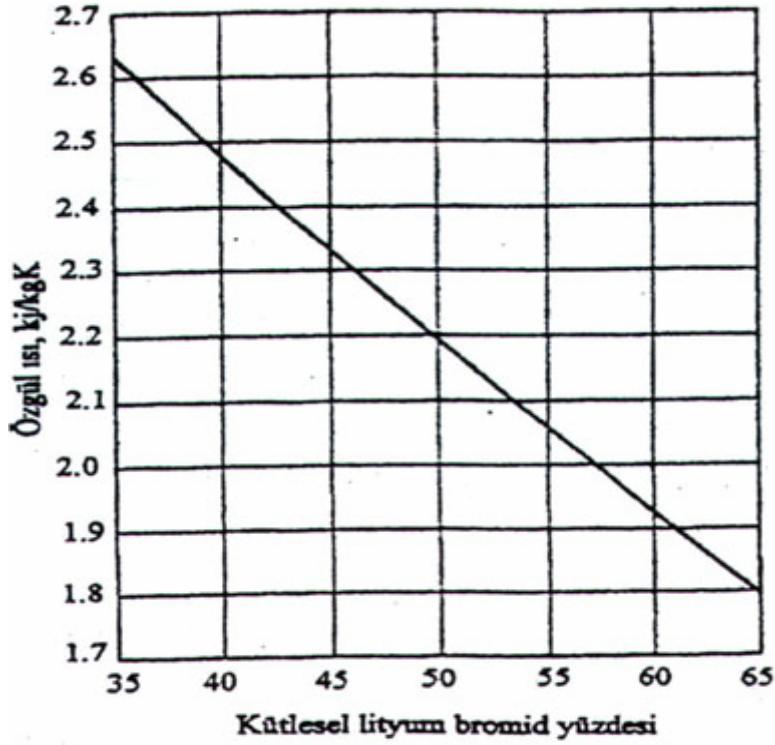
$t_{c,g}$: Fakir LiBr eriyiğinin ısı değiştirgecine giriş sıcaklığı = 41 °C

$t_{c,\phi}$: Fakir LiBr eriyiğinin ısı değiştirgecinden çıkış sıcaklığı

$t_{c,ort}$: $(t_{c,\phi} + t_{c,g})/2$ = Fakir LiBr eriyiğinin aritmetik ortalama sıcaklığı

$t_{h,g}$ ve $t_{h,\phi}$ sıcaklıkları, NTU metoduyla hesaplanacaktır. Isı değiştirgeci etkenliği (ϵ), ilk olarak 0,60 değeri alınarak hesaplamalar yapılacaktır.

LiBr eriyiğinin özgül ısıları Şekil 7.7 yardımıyla bulunabilir.



Şekil 7.7. LiBr-su eriyiğinin özgül ısıları [26].

$$m_c = 2,774 \text{ kg/s}$$

$$m_h = 2,68 \text{ kg/s}$$

$$C_{ph} (\% 59 \text{ LiBr konsantrasyonu}) \approx 1,96 \text{ kJ/kgK,}$$

$$C_{pc} (\% 55 \text{ LiBr konsantrasyonu}) \approx 2,02 \text{ kJ/kgK,}$$

Eş. 7.25. ve Eş. 7.26'dan;

$$C_c = C_{\max} = C_{pc} \cdot m_c = 5603,48 \text{ W/K}$$

$$C_h = C_{\min} = C_{ph} \cdot m_h = 5252,8 \text{ W/K}$$

$$C_h < C_c \text{ ise } C_{\min} = C_h \quad (7.27)$$

$$C_c < C_h \text{ ise } C_{\min} = C_c \quad (7.28)$$

Burada, $C_h < C_c$ ve dolayısıyla $C_h = C_{\min}$ olduğuna göre zengin LiBr eriyiğinin ısı değiştirgecinden çıkış sıcaklığı $t_{h,\checkmark}$ şöyle hesaplanabilir [26].

$$\varepsilon = \frac{C_h(t_{h,g} - t_{h,\zeta})}{C_{\min}(t_{h,g} - t_{c,g})} \quad (7.29)$$

$$\varepsilon = \frac{(t_{h,g} - t_{h,\zeta})}{(t_{h,g} - t_{c,g})} \quad (7.30)$$

Fakir LiBr eriyiğinin ısı değiştirgecinde çıkış sıcaklığı $t_{c,\zeta}$ [26].

$$\varepsilon = \frac{C_c(t_{c,\zeta} - t_{c,g})}{C_{\min}(t_{h,g} - t_{c,g})} \quad (7.31)$$

$$\varepsilon = \frac{C_c(t_{c,\zeta} - t_{c,g})}{C_h(t_{h,g} - t_{c,g})} \quad (7.32)$$

Zengin eriyik tarafı:

$$t_{h,g} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{h,\zeta} = 56 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{h,\text{ort}} = (t_{h,g} + t_{h,\zeta})/2 = (85+56)/2 = 70,5^\circ\text{C} \quad (7.33)$$

Fakir eriyik tarafı:

$$t_{c,g} = 41 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{c,\zeta} = 62,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{c,\text{ort}} = (t_{c,g} + t_{c,\zeta})/2 = (41+62,5)/2 = 51,75 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.34)$$

Isı transfer yüzey alanı: $A = \pi.L.D$

7.3.1. İç ısı taşınım katsayısı

Boru içindeki akış için ısı transfer katsayısı, akışın türüne göre aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir. Bunun için önce akışın türünün belirlenmesi gerekir. İç taraftan sıcak eriyik geçmektedir.

İç yüzey ısı taşınım katsayısı [26].

Eş 7.12'den

$$\frac{h_i \cdot D_i}{k} = 0,023(\text{Re})^{0,8} \cdot (\text{Pr})^{0,3}$$

Eş. 7.12'de $\text{Re} > 10000$ ve $0,7 < \text{Pr} < 100$ için geçerlidir.

Sıcak eriyik için Reynolds sayısı;

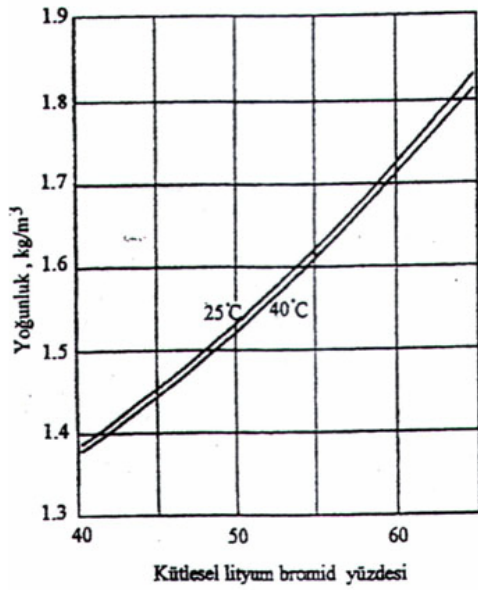
$$\text{Re} = \frac{D_i \cdot G}{\mu_h} \quad (7.35)$$

$$G = \frac{m}{\pi \cdot D^2 / 4} = 872,96 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

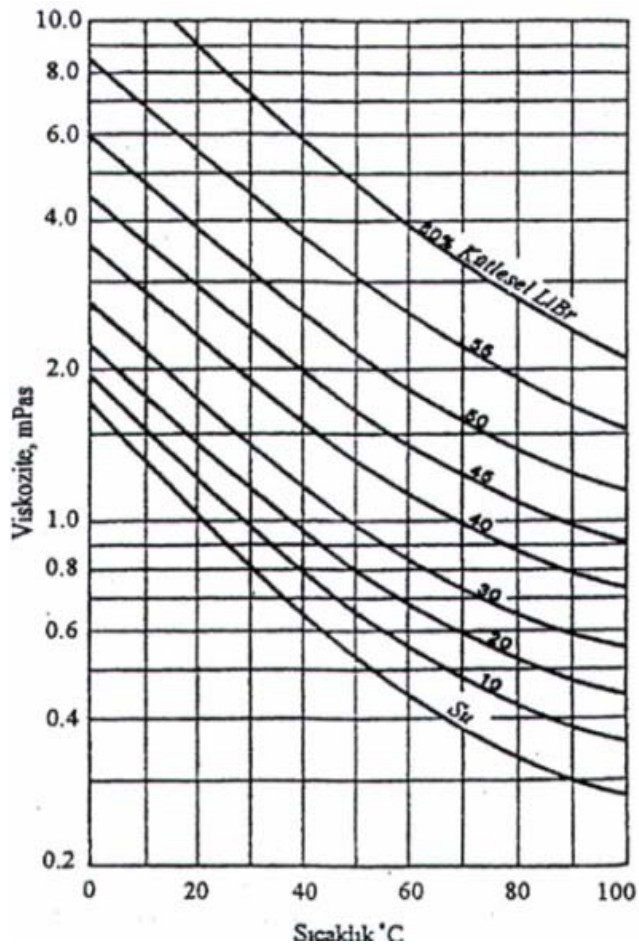
Prandtl sayısı;

$$\text{Pr} = \frac{\mu_h \cdot C_{ph}}{k_h} \quad (7.36)$$

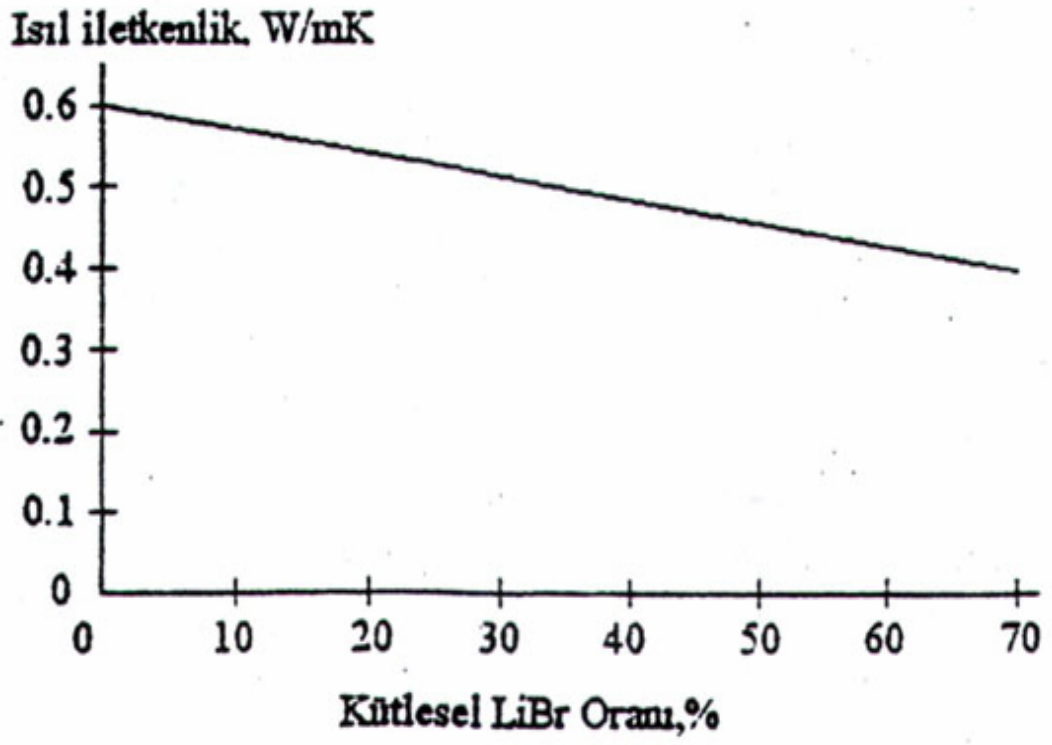
LiBr-su eriyiğinin yoğunlukları, viskoziteleri ve ısıl iletkenleri sırasıyla Şekil 7.8 , Şekil 7.9 ve Şekil 7.10 yardımıyla bulunabilir.



Şekil 7.8. LiBr-su eriyiği yoğunluğu [26]



Şekil 7.9. LiBr-su eriyiği viskoziteleri [26]



Şekil 7.10. 20 °C’de LiBr ağırlığının bir fonksiyonu olarak LiBr-su eriyiğinin ısı iletkenliği [26]

Ayrıca LiBr eriyiğinin ısı iletkenliği Çizelge 7.2 yardımıyla da belirlenebilir.

Çizelge 7.2. Çeşitli eriyiklerin ısı iletkenlikleri[26].

Eriyik	Ağırlık (%) t, °C	0	10	20	30	40	50
KNO ₂	20	0,599	0,584	0,566	0,547	0,527	0,508
K ₂ SO ₄	20	0,599	0,590				
K ₂ CO ₃	20	0,599	0,592	0,583	0,564	0,540	0,509
MgCl ₂	20	0,599	0,573	0,547	0,516		
MgSO ₄	20	0,599	0,592	0,583			
CaCl ₂	20	0,599	0,587	0,576	0,561	0,545	
BaCl ₂	20	0,599	0,590	0,578			
BaBr ₂	20	0,599	0,583	0,564	0,542	0,515	
SbCl ₃	20	0,599	0,588	0,576	0,562		
ZnSO ₄	20	0,599	0,587	0,574	0,559		
ZnCl ₂	20	0,599	0,577	0,551	0,521	0,486	
LiCl	20	0,599	0,577	0,554	0,538		
LiBr	20	0,599	0,572	0,542	0,507	0,471	
LiSO ₄	20	0,599	0,593	0,587			
NH ₄ Cl	20	0,599	0,531	0,531			
AgNO ₃		0,599					

C_{ph} = Zengin LiBr eriyiğinin özgül ısısı

C_{ph} = (% 59 LiBr konsantrasyonu) \approx 1,96 kJ/kgK,

ρ_h = Zengin LiBr eriyiğinin yoğunluğu

ρ_h = (%59 LiBr eriyiğini konsantrasyonu ve $t_{h,ort} = 70,5$ °C) \approx 1700 kg/m³ Şekil 7.8

μ_h = Zengin LiBr eriyiğinin viskozitesi

μ_h = (%59 LiBr eriyiğini konsantrasyonu ve $t_{h,ort} = 70,5$ °C) \approx 3,5.10⁻³ kg/ms Şekil 7.9

k_h = Zengin LiBr eriyiğinin ısı iletkenliğı

k_h = (%59 LiBr eriyiğini konsantrasyonu ve $t = 20$ °C) $\approx 0,41$ W/mK, Şekil 7.10 ve Çizelge 7.2 yardımıyla bulunur.

Eş 7.11 ile Reynolds sayısı, Eş 7.36 ile Prandatl sayısı hesaplanır.

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu_h} = 15616$$

$$Pr = \frac{\mu_h \cdot C_{ph}}{k_h} = 16,64$$

7.3.2. Dış ısı taşınım katsayısı

Silindirik boruların dış yüzey ısı transfer katsayısı, doğal konveksiyonla ısı geçişinde kullanılan eşitlikler ile hesaplanabilir [26].

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,55 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,2} \quad (7.37)$$

Eş. 7.37 de $Gr \cdot Pr \leq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir. (Laminer)

Silindirik borularda türbülanslı doğal konveksiyonla ısı geçişi için [26].

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,129 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/3} \quad (7.38)$$

Eş. 7.38'de ise $Gr \cdot Pr \geq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir. Bu yüzden h_d değerini hesaplamak için ilk önce Gr ve Pr sayılarının hesaplanması gerekir. (türbülans)

Grashof sayısı;

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot D_d^3 \cdot \rho_c^2 \cdot \Delta_t}{\mu_c^2} \quad (7.39)$$

Prandtl sayısı;

$$Pr = \frac{\mu_c \cdot C_{pc}}{k_c}$$

C_{pc} : Fakir eriyiğin özgül ısısı

$C_{pc} = (\%55 \text{ LiBr konsantrasyonu}) \approx 2,02 \text{ kJ/kgK}$,

ρ_c : Fakir LiBr eriyiğinin yoğunluğu

$\rho_c = (\% 55 \text{ LiBr konsantrasyonu ve } t_{c,ort} = 51,75 \text{ }^\circ\text{C}) \approx 1700 \text{ kg/m}^3$ Şekil 7.8

μ_c : Fakir LiBr eriyiğinin viskozitesi

$\mu_c = (\% 55 \text{ LiBr konsantrasyonu ve } t_{c,ort} = 51,75 \text{ }^\circ\text{C}) \approx 3,75 \cdot 10^{-3} \text{ kg/ms}$ Şekil 7.9

k_c : Fakir LiBr eriyiğinin ısı iletkenliği

$k_c = (\% 55 \text{ LiBr konsantrasyonu ve } t = 20 \text{ }^\circ\text{C}) \approx 0,43 \text{ W/mK}$, Şekil 7.10 veya Çizelge 7.2

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

β : Hacimsel genleşme katsayısı (su için alınır) $= 0,18 \cdot 10^{-3}$

$D_d = 66,68 \text{ mm}$

$\Delta t = t_b - t_w$

$t_b = \text{Ortalama ortam sıcaklığı} = 68 \text{ }^\circ\text{C}$

$t_w = \text{Cidar yüzey sıcaklığı} = (t_{h,ort} + t_{c,ort})/2 = (70,5 + 51,75)/2 = 61 \text{ }^\circ\text{C}$

$\Delta t = 8,375 \text{ }^\circ\text{C}$

Eş 7.37’de Değerler yerine konursa;

$$\frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,129 \cdot (\text{Gr.Pr})^{1/3}$$

$$h_d = 106,51 \text{ W/m}^2\text{K}$$

7.3.3. Toplam ısı transfer katsayısı ve ısı değiştirgeci boyutları

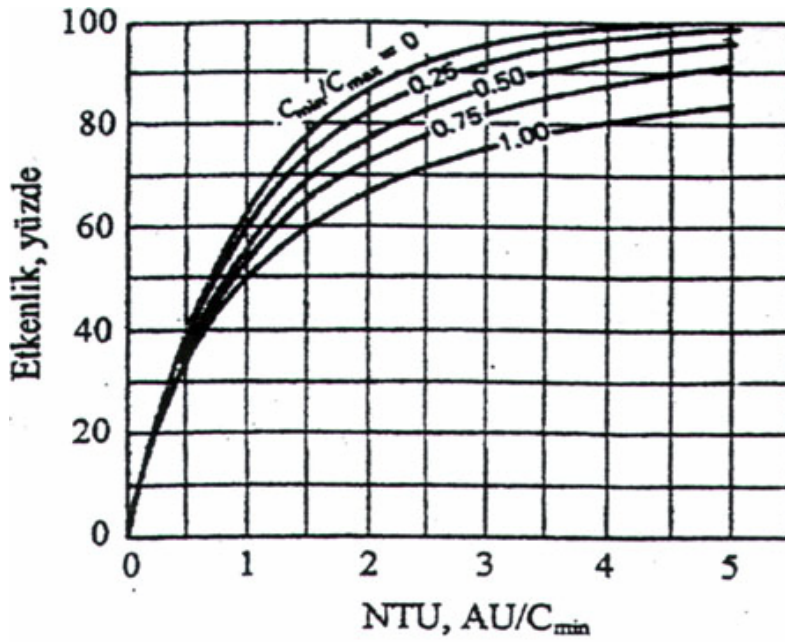
Toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklem yardımıyla bulunabilir [26].

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{D_d}{D_i} \right) \frac{1}{h_i} + D_d \frac{\ln \left(\frac{D_d}{D_i} \right)}{2.k} + \frac{1}{h_d} \quad (7.40)$$

Başlangıçta kabul edilen ısı değiştirgeci etkenliği (ϵ) = 0,60 değerinin kontrol edilebilmesi için NTU sayısı ve C_{\min}/C_{\max} değerleri hesaplanarak Şekil 7.11’den düzeltilmiş ϵ değeri okunur.

$$\text{NTU} = \text{AU}/C_{\min} \quad (7.41)$$

Şekil 7.10’dan ısı değiştirgeci etkenliği (ϵ) değeri 0,58 olarak okunur. Bu değer ilk başta kabul ettiğimiz 0,60 değeri ile çok yakındır. Böylece ısı değiştirgecinde $L=300\text{m}$, $A = 58,9 \text{ m}^2$ olarak bulunur.



Şekil 7.11. Karşıt akışlı ısı değiştirgeci için etkenlik katsayısı

Boyu $L=3$ m olan bir borunun ısı transfer yapan yüzeyi Eş. 7.20'den;

$$A_1 = \pi \cdot D_m \cdot L$$

Boru sayısı Eş. 7.21'den

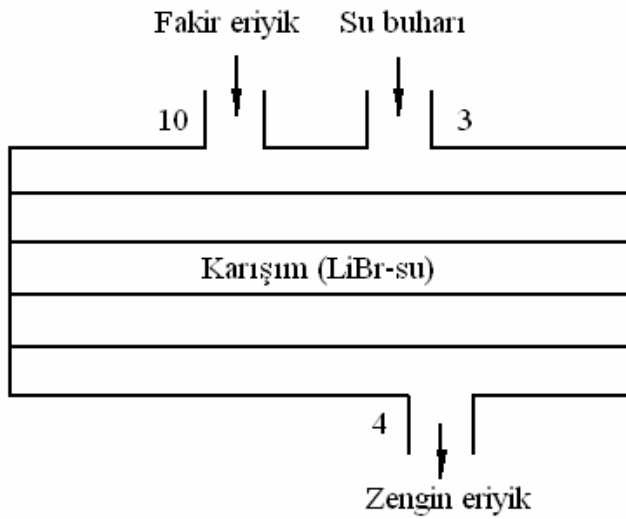
$$n = \frac{A_T}{A_1}$$

$n = 97$ adet boru bulunur.

7.4. Absorber

Absorbsiyonlu sistemin en önemli kısımlarından biri absorberdir. Absorberin görevi, absorbentle soğutkan arasındaki absorblama işlemini kolaylaştırmaktır. Absorblama işlemi ekzotermik bir reaksiyondur. Soğutkanla absorbentin yüksek afinitesi (ilgisi) olması gerekir. Bu da düşük eriyik konsantrasyonu ve düşük eriyik sıcaklıklarında sağlanır.

Şekil 7.12.'de görüldüğü gibi absorber, evaporatörden gelen su buharı ve ısı değiştirgecinden gelir fakir eriyikle karışarak zengin eriyiğin oluştuğu karıştırma yeridir[26].



Şekil 7.12. Absorber

Tasarlanan sistemde kullanılacak absorber, ısı yükü fazla olduğu için su soğutmalı yapılacaktır. Su soğutmalı absorberde; kondensere benzer olarak, soğutma suyu boruların içinden 0,9-2,4 m/s hızla dolaşırken LiBr-su eriyiği dış yüzeyde bulunacaktır. Absorberde kullanacağımız borular bakır malzeme olup 2 1/2" nominal boru çapına göre $D_d = 66,68$ mm, $D_i = 62,61$ mm olarak seçilir [26].

7.4.1. İç ısı taşınım katsayısı

Boruların içinde soğutma suyunun 1 m/s hızla dolaştığı kabul edilecektir.

$$D_i = 62,61 \text{ mm}$$

$$A_i = 3,08 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^2$$

Soğutma suyunun giriş sıcaklığı $t_{c,g} = 20$ °C

Soğutma suyunun çıkış sıcaklığı $t_{c,ç} = 30$ °C

$(t_{c,g} + t_{c,ç})/2 = (20+30)/2 = 25$ °C' de suyun fiziksel özellikleri [26].

Eş 7.10'dan suyun kütleli debisi:

$$m_c = \rho \cdot A \cdot V$$

$$m_c = 3 \text{ kg/s}$$

Eş 7.35'den Reynolds Sayısı:

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu_h}$$

İç yüzey ısı taşınım katsayısı Eş.7.12 denkleminde verildiği gibi hesaplanır [26].

$$\frac{h_i \cdot D_i}{k} = 0,023(Re)^{0,8} \cdot (Pr)^{0,3}$$

Eş. 7.12 denkleminde göre $Re > 10000$ ve $0,7 < Pr < 100$ için geçerlidir. Buna göre;

$$h_i = 3075,49 \text{ W/m}^2\text{K} \text{ bulunur.}$$

7.4.2. Dış ısı taşınım katsayısı

Silindirik boruların dış yüzey ısı transfer katsayısı, doğal konveksiyonla ısı geçişinde kullanılan eşitlikler yardımıyla hesaplanabilir.

Karışım odasının entalpisi ve sıcaklığı Şekil 7.12 göz önüne alınarak şöyle hesaplanabilir;

$$m_3 \cdot h_3 + m_{10} \cdot h_{10} = (m_3 + m_{10}) \cdot h_{kar} \quad (7.42)$$

$$h_{kar} = -44,83 \text{ kJ/kg} \text{ olarak hesaplanır. Karışım sıcaklığı ise } t_{kar} = 96 \text{ }^\circ\text{C}$$

$t_{kar} = 96 \text{ }^\circ\text{C}$ 'de LiBr eriyiğinin fiziksel özellikleri:

Silindirik borularda laminar doğal konveksiyonla ısı geçişi için Eş.7.37'den;

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,55 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,2}$$

Yukarıdaki Eş. 7.37 denklemi $Gr \cdot Pr \leq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir.

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,129 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/3}$$

Yukarıdaki Eş. 7.38. denklemi ise $Gr \cdot Pr \geq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir. Bu yüzden h_d değerini hesaplamak için öncelikli olarak Gr ve Pr sayılarının hesaplanması gerekir.

Eş. 7.39'dan Grashof sayısı;

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot D_d^3 \cdot \rho_c^2 \cdot \Delta_t}{\mu_c^2}$$

$$Gr = 1306056,718$$

Eş.7.36'dan Prandtl sayısı;

$$Pr = \frac{\mu_c \cdot C_{pc}}{k_c}$$

$$Pr = 16,44$$

$Gr \cdot Pr = 21471572,44 = 2,1 \cdot 10^7 < 10^8 - 10^9$ olduğu için Eş. 7.37 kullanılarak h_d değeri hesaplanır.

$$h_d = 241,43 \text{ W/m}^2$$

7.4.3. Toplam ısı transfer katsayısı ve absorber boyutları

Toplam ısı transfer katsayısı Eş. 7.14 yardımıyla bulunabilir.

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{3075.\pi.62,61.10^{-3}.L} + \frac{0,176.10^{-3}}{\pi.62,61.10^{-3}.L} + \frac{\ln\left(\frac{66,68}{62,61}\right)}{2.\pi.385.L} + \frac{1}{241,43.\pi.66,68.10^{-3}.L} \quad (7.43)$$

$$\frac{1}{U.A} = \frac{0,02}{L}$$

U.A = 50.L bulunur.

$$q = U.A. \Delta t_m. F$$

Logaritmik sıcaklık farkı Δt_m değeri Eş. 7.16 kullanılarak hesaplanabilir;

$$\Delta t_m = 37,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

F düzeltme faktörü Eş.7.17 ve Eş. 7.18 yardımıyla Şekil 7.5.'ten bulunur.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$P = 0,108$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$R = 6$$

Böylece düzeltme faktörü F, Şekil 7.5.'ten F = 1 olarak bulunur.

Absorberden atılması gereken ısı $q_{\text{abs}} = 319,666 \text{ kW}$ olduğuna göre Eş. 7.15 den;

$L = 171,86 \text{ m} \approx 170 \text{ m}$ toplam boru uzunluğu bulunur.

Toplam absorber yüzeyi, Eş. 7.19 kullanılarak;

$A_T = 35 \text{ m}^2$ olarak hesaplanır.

7.5. Generatör

LiBr-su eriyiğine ısı transfer etmek için generatör bir ısıtıcı olarak düşünülecektir. Isıtıcı içine sarılmış boruların içinden LiBr-su eriyiği, boruların dışından jeotermal enerjiden sağlanan sıcak su geçmektedir. Generatörde, bakır boru kullanılacak olup boyutları 2 1/2" nominal çapına göre $D_d = 66,68 \text{ mm}$, $D_i = 62,61 \text{ mm}$ olarak seçilir [26].

7.5.1. İç ısı taşınım katsayısı

İçteki borulardan sıvı LiBr eriyiği geçtiğine göre eriyiğin fiziksel özellikleri bulunacaktır. Sıvı LiBr eriyiğinin ve buharın (% 55 konsantrasyon) fiziksel özellikleri akışkanın ortalama film sıcaklığında alınır.

Sıvı LiBr eriyiğinin ortalama sıcaklığı;

$$t_b = (t_i + t_e)/2 \quad (7.44)$$

t_b : LiBr eriyiğinin ortalama sıcaklığı

t_i = Akışkanın giriş sıcaklığı = $62,5 \text{ }^\circ\text{C}$

t_e = Akışkanın çıkış sıcaklığı = $85 \text{ }^\circ\text{C}$

$$t_b = (85 + 62,5)/2 = 73,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ortalama film sıcaklığı, LiBr eriyiğinin ortalama sıcaklığı ve cidar sıcaklığının aritmetik sıcaklık ortalaması olarak alınır[26].

$$t_f = (t_w + t_b)/2 \quad (7.45)$$

$$t_w = (t_s + t_b)/2 \quad (7.46)$$

t_w : Cidar sıcaklığı

t_b = LiBr eriyiğinin ortalama sıcaklığı= 73,7 °C

t_s = Depolama tankı sıcaklığı = 85 °C

$$t_w = (85+73,7)/2=79,3 \text{ °C}$$

$$t_f = (79,3+73,7)/2 = 74,66 \text{ °C}$$

$t_f = 74,66 \text{ °C}$ ortalama film sıcaklığında LiBr eriyiğinin fiziksel özellikleri;

$$C_{pl} = 2,02 \text{ kJ/kgK}$$

$$\rho_l = 1650 \text{ kg/m}^3$$

$$e_l = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg/ms}$$

$$k_l = 0,4314 \text{ W/mK}$$

$$\rho_v = 0,29 \text{ kg/m}^3$$

$$Pr_l = \frac{\mu_l \cdot C_{pl}}{k_l} \quad (7.47)$$

$$Pr_l = 11,7$$

Boruların içinde çekirdek ve konveksiyon kaynaması olduğu düşünülürse;

$$\frac{h_i \cdot D_i}{k_i} = 0,06 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,28} \left(\frac{D_i \cdot G \cdot X}{\mu_l} \right)^{0,87} \cdot Pr_l^{0,4} \quad (7.48)$$

G : Karışımın Kütlesel hızı

$$G = \frac{m}{\pi \cdot D^2 / 4} \quad (7.49)$$

$$G = 924,66 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

X : Buhar kuruluğu

h_i : iç ısı transfer katsayısı

$$\rho = 1650 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_l = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg/ms}$$

$$k_l = 0,4314 \text{ W/mK}$$

$$\rho_v = 0,29 \text{ kg/m}^3$$

$$Pr_l = 11,7$$

Eş. 7.48 den;

$$h_i = 11,234 \cdot (23157,18 \cdot X)^{0,87} \text{ bulunur.}$$

Boruların içindeki buhar kütle kalitesi 0 ile 0,03394 (0,0943 kg/buhar / 2,774 kg eriyik) arasında değişir. Buna göre kaynama ısı transfer katsayısı, buhar kuruluğunun bir fonksiyonu olarak bulunmuş ve aşağıda çizelgede verilmiştir[26].

Çizelge 7.3. Buhar kuruluk derecesinin bir fonksiyonu olarak iç ısı transfer katsayısı[26]

X	h
0,0000	0,000000
0,0034	501,4110
0,0068	916,4180
0,0102	1304,046
0,0136	1674,892
0,0170	2033,768
0,0204	2383,357
0,0238	2725,398
0,0272	3061,138
0,0306	3391,474
0,0340	3717,043

Çizelge 7.3 den $h_{i,ort}$ bulunmuştur.

$$h_{i,ort} = 1973,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

7.5.2. Dış ısı taşınım katsayısı

Boruların dışından jeotermal enerji ile sağlanan sıcak su geçmektedir. Silindirik boruların dış yüzey ısı transfer katsayısı, doğal konveksiyonla ısı geçişinde kullanılan eşitlikler ile hesaplanabilir. Bunun için önce akışkan ortalama film sıcaklığındaki suyun özelliklerinin belirlenmesi gerekir[26].

$$t_f = (t_w + t_\infty) / 2 \quad (7.50)$$

$$t_\infty = 85^\circ\text{C}$$

$$t_w = (t_\infty + t_b) / 2 \quad (7.51)$$

$$t_w = (85 + 73,7) / 2 = 79,35 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_f = (79,35 + 85) / 2 = 82,17 \text{ }^\circ\text{C}$$

$t_f = 82,17 \text{ }^\circ\text{C}$ ' deki suyun fiziksel özellikleri .

Silindirik borularda laminar doğal konveksiyonla ısı geçişi için Eş. 7.37'den.

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,55 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,2}$$

Eş. 7.37'de $Gr \cdot Pr \leq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir. Silindirik borularda türbülanslı doğal konveksiyonla ısı geçişi için Eş. 7.38'den.

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,129 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/3}$$

Eş. 7.38 ise $Gr \cdot Pr \geq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir. Bu yüzden $h_d =$ değerini hesaplamak için ilk önce Gr ve Pr sayılarının Eş. 7.39'dan hesaplanması gerekir.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot D_d^3 \cdot \rho_c^2 \cdot \Delta_t}{\mu_c^2}$$

$$Gr = 259243564,9$$

$$Gr \cdot Pr = 575520714,1$$

$Gr \cdot Pr = 575520714,1 \geq 10^8 - 10^9$ olduğu için Eş. 7.37 kullanılarak h_d değeri hesaplanır.

$$h_d = 1074,9 \text{ W/m}^2\text{K}$$

7.5.3. Toplam ısı transfer katsayısı ve generator boyutları

Toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki Eş. 7.40 yardımıyla bulunabilir [26].

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{D_d}{D_i} \right) \frac{1}{h_i} + D_d \frac{\ln \left(\frac{D_d}{D_i} \right)}{2 \cdot k} + \frac{1}{h_d}$$

$$U = 675,675 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$q_{gen} = A \cdot U \cdot \Delta t \quad (7.52)$$

$$A = 56,03 \text{ m}^2$$

$$A = \pi \cdot D \cdot L \quad (7.53)$$

$L = 267,942 \text{ m}$ toplam boru uzunluğu bulunur.

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

8.1 Sonuçlar

İzmir ili Balçova ilçesinde jeotermal enerjili kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemiyle soğutulması tasarlanan bir soğuk oda için gerekli olan sistem elemanları seçilerek bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. Seçilen sistemin diğer sistemlerle karşılaştırılması yapılmak üzere; jeneratör sıcaklığı 85 °C olarak 222 KW soğutma kapasiteli jeotermal enerji kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemiyle soğutulan bir soğuk odanın; doğalgaz yakmalı absorpsiyonlu soğutma sistemiyle ve mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemiyle soğutması sonucunda ortaya çıkacak olan işletme maliyetleri karşılaştırıldığında aşağıdaki sonuçlar bulunmuştur.

Tahmini yatırım maliyeti;

Jeotermal enerji ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi: 55000 \$

Doğalgaz yakmalı absorpsiyonlu soğutma sistemi: 71500 \$

Mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi: 52500 \$

İşletme giderleri:

- Elektrik giderleri
- Yakıt giderleri
- Kimyasal maliyeti ve periyodik bakım
- Su giderleri şeklinde tespit edilmiştir.

Hesaplamalar, soğutma dönemi yılda 6 ay, günde 12 saat çalışacağı kabulüne göre yapılmış ve jeotermal enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi için yakıt gideri olmadığından yakıt gideri sıfır (0) alınmıştır.

Çizelge 8.1. İşletme maliyeti karşılaştırma tablosu

GİDER TÜRÜ	YILLIK TUTARI \$/YIL		
	Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Sistem	Doğal Gaz Yakmalı Absorbsiyonlu Sistem	Jeotermal Kaynaklı Absorbsiyonlu sistem
Elektrik gideri	12135	3465	5060
Yakıt gideri	0	10970	0
Kimyasal maliyet ve periyodik bakım	1100	790	1940
Su gideri	1570	2615	3140
TOPLAM	14805	17840	10140

Jeotermal enerji kaynaklı absorbsiyonlu soğutma sistemiyle soğutulan soğuk odayla, doğalgaz yakmalı absorbsiyonlu soğutma sistemiyle soğutulan soğuk odanın ve mekanik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemiyle soğutulan soğuk odanın tahmini yatırım maliyetleri ve işletme giderleri karşılaştırıldığında (Şekil7.1); jeotermal enerji kaynaklı absorbsiyonlu soğutma sistemiyle soğutulan soğuk odanın tahmini yatırım maliyeti ve işletme giderleri diğer iki sisteme göre daha az maliyete sahip olduğu görülmüştür.

Bölgenin özellikleri dikkate alındığında jeotermal enerji ile absorbsiyonlu soğutma yapılması ülke ekonomisine katkıda bulunacağı gibi, çevre kirliliği açısından da büyük önem arz etmektedir.

8.2. Öneriler

Jeotermal enerjili soğutma sistemlerinde yaygın olarak LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O absorbent-soğutkan çiftleri kullanılmaktadır. Su, yüksek buharlaşma ısısına sahip iyi bir soğutkandır. Amonyak da yüksek buharlaşma ısısına sahip olup sudan çok daha düşük sıcaklıklarda çalışabildiği için soğutma, dondurma ve iklimlendirme için ideal bir soğutkandır. Bununla birlikte, çevre ve performans açısından LiBr-H₂O absorbent-soğutkan çifti daha avantajlıdır. Tasarlanan sistemde 85 °C jeneratör sıcaklığı için COP değeri 0,68 olarak bulunmuştur.

LiBr-H₂O çifti ile çalışan absorpsiyonlu sistemlerde evedaratör sıcaklıkları teoride 0-12 °C arasında değişmektedir. Buna rağmen pratikte 4 °C'nin altında çalışmasının uygun olmadığı değerlendirilmektedir.(suyun donmasına karşı) Evedaratör sıcaklığının artması, jeneratör sıcaklığını azaltacak ve COP değerini arttıracaktır. Bu yüzden evedaratör sıcaklığı 10 °C olarak alınmıştır. Seçilen sistemde jeneratör sıcaklığı yüksek olduğu için daha düşük evedaratör sıcaklıklarında bile yüksek performans sağlanabilir.

Tasarlanan sistemde, kondenser ve absorber su soğutmalı olarak düşünülmüştür. Böyle bir tasarımla jeneratör sıcaklığını düşük tutmak, daha yüksek performans katsayısı sağlamak ve kondenser ile absorber boyutlarını daha küçük tutmak amaçlanmıştır. Su soğutmalı olarak tasarlanan absorber ve kondenserde absorber yüzeyi 35 m², kondenser yüzeyi 5,258 m² olarak bulunmuştur. Yapılan araştırmalar sonucunda, su soğutmalı sistemlerin hava soğutmalı sistemlere nazaran daha düşük jeneratör sıcaklığında yüksek COP değerlerinin elde edildiği görülmüştür. Ayrıca su soğutmalı sistemlerde kristalleşme problemi hava soğutmalı sistemlere nazaran daha azdır. Çünkü kristalleşme olayı yüksek sıcaklıklarda %68 LiBr oranından sonra oluşmaktadır. Buna karşılık, su soğutmalı kondenser ve absorberler korozyon, kirlenme faktörü ve soğutma kulesi maliyeti gibi dezavantajlara sahiptir.

Sonuç olarak, mekanik sıkıştırımlı sistemler yüksek miktarda elektrik enerjisi gerektirdiğinden, jeotermal enerji ile çalışan absorpsiyonlu iklimlendirme-soğutma

prosesleri günümüzde güçlü bir alternatif konumundadır. Bu sistemlerde; jeotermal enerjinin dışında güneş enerjisi, LPG ve atık ısı gibi enerji kaynaklarının kullanılabilmesi de sistemin önemli özelliklerindedir. Ayrıca absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanların ozon tabakasına zarar vermeleri de söz konusu değildir. Jeotermal enerji ile soğutma, kullanım ve ticari açıdan diğer uygulamalar kadar yaygın değildir. Bu sisteme ait uygulamaların ilk yatırım maliyeti yüksek olmasına karşın, binaların jeotermal enerji ile ısıtma ve soğutulmasının birleştirilmesiyle bu sistemler ekonomik konuma getirilebilir. Böylece enerji tasarrufu sağlanmış olur.

KAYNAKLAR

1. Güngör, C., "Emici n Soğutuculu Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Tasarımı ve Tesisi", Doktora Tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 1-5, (2003).
2. Özgür, D., Heperkan, H., "Sanayide Enerji Tasarrufu", II. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi Bildirisi, *Makine Mühendisleri Odası*, Ankara, 659-669, (2002).
3. Dbeis, M., "Jeotermal Enerji" Bitirme projesi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Makine Mühendisliği*, İzmir, 1-2, (1998).
4. İnternet: "Alternatif Enerji Kaynakları", <http://www.jeotermaldernegi.org.tr> (2006)*.
5. Mertoğlu, O., "Türkiye'de Jeotermal Uygulamalar ve Kullanım Potansiyeli", *Tesisat Dergisi*, Eylül-Ekim: 42, (2003).
6. Gedik, M., "Doğalgazla alışan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 1-3, (2001).
7. Kurdoğlu, Y., "Güneş Enerji Destekli Absorbsiyonlu Soğutma evriminin Tasarımı, İşletilmesi ve Performansının Araştırılması", Doktora Tezi, *Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Adana, 6, (2002).
8. Ata, C. S., "Doğal Gaz İle Soğutmada Yeni Gelişmeler", *Tesisat Dergisi*, Kasım-Aralık: 40, (2003).
9. şencan, A., "Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı S.D.. Oditoryumunda uygulanabilirliğinin Araştırılması", Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 1-40, (1999).
10. Yakar, G., "Jeotermal Enerji İle alışan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Analizi ve Tersinmezliklerin evrimin Performansı zerinde Etkilerin İncelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Denizli, 1-20, (2001).
11. Akdemir, ., "Güneş Enerjili Absorbsiyonlu İklimlerendirme nitesinin Geliştirilmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir, 1-8, (2001).
12. Keçeciler, ., Acar, H. İ., Canbek, A., "Jeotermal Enerji Kaynaklı Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Bir Uygulama", Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Bildiriler Kitabı, 1, *Makine Mühendisleri Odası*, İzmir, 62-68 (1997).

13. Lucas, A., Donate M., Molero C., "Performance evaluation and simulation of a new absorbent for an absorption refrigeration system", *International journal of refrigeration*, 27, (4), 324-330, (2004).
14. Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, R., "Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Eşanjörlerin Sistemin Performansına Etkisi" *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 8, 1-3, (2003).
15. Zongchang, Z., Xiaodang, Z., Xuehu, M., "Thermodynamic Performance Of A Double Effect Absorption Heat-Transformer Using", *Applied thermal*, 23, (18), 2407-2414, (2003).
16. Yokozeki, A., "Theoretican Performances Of various Refrigerant-Absorbent Pairs In A Vapor-Absorption Refrigeration Cycle By The Use Equations Of State", *Applied energy*, 80 (4): 383-399, (2005).
17. Onat, A., İmal M., İnan, A.T., "Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar", *KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi*, 7 (32):32 (2004).
18. Kurem, E., Horuz İ., "Soğurmalı Isı Yükselticilerinde Amonyak-Su ile Lityum Bromür-Su Eriyiklerinin Karşılaştırılması", *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık fakültesi Dergisi*, 9 (2): 27 (2004).
19. Misra, R.D., Sahoo, P.K., Gupta, A., "Thermoeconomic evaluation and optimization of a duble effect H₂O/LiBr vapour-absorption refrigeration system", *International journal of refrigeration*, 28 (3): 331-343 (2005).
20. Asdrubali, F., Grignaffini, S., "Experimental evaluation Of The Performances Of A H₂O – LiBr Absorption Refrigerator Under Different Service Conditions", *International journal of refrigeration*, 28 (4): 489-497 (2005).
21. Şencan A., "LiBr+LiNO₃+LiCl/H₂O ile çalışan çift etkili bir soğurmalı soğutma sisteminin analizi için farklı bir yaklaşım", *Gazi Üniversitesi mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 21 (3): 467 (2006).
22. Kon, O., Mertbaş, Ö. S., "Termodinamik kısılma olayında farklı çıkış hızlarında gazların sıcaklık ve basınç değişimi" *BAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü dergisi*, 7 (1): 40 (2005).
23. Selbaş, R., "Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde absorber sıcaklığının etkisinin termodinamik ve termoeconomic analizi", *SDÜ Fen Bilimleri enstitüsü Dergisi*, 10-(1): 136 (2006).
24. Gönülal, R., "Amonyak-Su (NH₃-H₂O) Karışımı Absorpsiyonlu (Soğurmalı) Soğutma Sistemleri Ve Termodinamik Analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Mustafa Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Antakya, 1-22, (2001).

25. Güney, M. Ş., “Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Yenilikler”, Yüksek Lisans Tezi, *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Sakarya, 1-5, (2001).
26. İncili, V., “Jeotermal Enerji İle Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Aydın İli Salavatlı Jeotermal Bölgesinde Kullanılabilirliğinin Araştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, “*Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 1-101, (2006).
27. İlbilgi, L., “JEotermal Enerji İle Absorpsiyonlu Soğutma ve Diğer Soğutma Alternatifleriyle Ekonomik Karşılaştırmalar”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 6-98, (2003).
28. Yılmaz, Ö., “Jeotermal enerji, jeotermal enerji ve Afyon’da kullanımı”, *Afyon Kocatepe Üniversitesi Yayınları*, 1-9 (1999).
29. Bertani, R.,”World geothermal powergeneration in the period 2001-2005”, *Geothermics*, 34,(6):652 (2005).
30. Lumd, W., Freeston, D.,H., Boyd T., L., “Direct application of geothermal energy: 2005 worldwide review”, *Gootermics*, 34: 691-727 (2005).
31. Şamilgil, E., “Dünya’da ve Türkiye’de jeotermal enerjinin yeri ve geleceği”, *Jeotermal Enerji Dergisi*, 2:2(1997).
32. Akkuş, İ., Akıllı, H., Ceyhan, S., Delemre, A., Tekin, Z., “Türkiye jetermal kaynaklarıEnvanteri”, *Maden Tetkik Arama Genel Müdürlüğü*, Ankara 1-3,410-414, (2005).

* Bu internet kaynaklarındaki bilgiler, basılı kaynak olarak bulunamadığı için kaynak olarak alınmıştır.

EKLER

EK-1. Hesaplamalar

Sistem Elemanlarının Isı Yüklerinin Belirlenmesi

Generatör ısı yükü

$$q_{\text{gen}} = m_7 h_7 + m_8 h_8 - m_6 h_6$$

$$q_{\text{gen}} = 0,0943 \cdot 2643,02 + 2,68 \cdot (-70) - 2,774 \cdot (-95,52)$$

$$q_{\text{gen}} = 326,608 \text{ kw}$$

Kondenser ısı yükü

$$q_{\text{kon}} = m_7 (h_7 - h_1)$$

$$q_{\text{kon}} = 0,0943 \cdot (2643,02 - 167,45)$$

$$q_{\text{kon}} = 233,519 \text{ kw}$$

Absorber ısı yükü

$$-q_{\text{abs}} + h_3 m_3 + h_{10} m_{10} - h_4 m_4 = 0$$

$$q_{\text{abs}} = 0,0943 \cdot 2519,9 + 2,68 \cdot (-135) - 2,774 \cdot (-160)$$

$$q_{\text{abs}} = 319,666 \text{ kw}$$

Evaporatörün ısı yükü

$$q_{\text{evap}} = m_7 (h_3 - h_2)$$

$$q_{\text{evap}} = 0,0943 \cdot (2519,9 - 167,45)$$

$$q_{\text{evap}} = 221,836 \text{ kw}$$

Isı değiştirgeci ısı yükü

$$q_{\text{id}} = m_8 (h_8 - h_9) = m_6 (h_6 - h_5)$$

$$q_{\text{id}} = 2,774 \cdot (-70 - (-135))$$

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

$$q_{id} = 180,31 \text{ kw}$$

Sistemin Performans Katsayısı

$$(COP)_{IDEAL} = T_e(T_g - T_a) / T_g(T_a - T_c)$$

T_e = Evaporatör sıcaklığı, (K)

T_g = Generatör sıcaklığı, (K)

T_a = Absorber sıcaklığı, (K)

$$(COP)_{IDEAL} = 283(358-314)/358(314-283)$$

$$(COP)_{IDEAL} = 1,122$$

$$COP = q_{evap} / q_{gen}$$

$$COP = 222 / 326,608$$

$$COP = 0,68$$

Sistemin soğutma etkisi (verimi):

$$\eta_R = COP / (COP)_{IDEAL}$$

$$\eta_R = 0,67 / 1,068$$

$$\eta_R = 0,60$$

Dış ısı iletim katsayısı

Hava hızı $V=6$ m/s olarak seçilirse;

Havanın kütle hızı:

$$G = \rho \cdot V$$

$$G = 1,1305.5$$

$$G = 5,783 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

$$Re = \frac{D.G}{\mu}$$

$$Re = \frac{D.G}{\mu} = \frac{0,016.5,652}{16,78.10^{-5}} = 646,769 \text{ bulunur.}$$

Böylece Şekil 7.2'den

$$\left(\frac{h}{G.C_p} \right) \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{2/3} = 0,027$$

$$\left(\frac{h}{6,783.1,007} \right) \cdot \left(\frac{1,007.1,896.10^{-5}}{0,02679} \right)^{2/3} = 0,027$$

$$h_d = 24,12 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Evaporatör boyutları

Bunun için $L \sqrt{h_d / k \cdot y}$ ve r_2/r_1 ifadelerinin bulunması gerekir.

$k =$ Alüminyum kanadın ısı iletkenliği $= 211 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ (38)

$y =$ kanat kalınlığının yarısı $= 0,254/2 = 0,127 \text{ mm}$ (Şekil 7.3)

$L =$ Kanat uzunluğu $= r_2 - r_1$

$r_1 =$ boru dış çapı/2 $= 16,383/2 = 8,19 \text{ mm}$

$r_2 =$ Kanat Dış Çapı/2 $= 1,121 \text{ inç}/2 = 14,236 \text{ mm}$

$L = 14,236 - 8,19 = 6,046 \text{ mm}$

Böylece;

$$r_2/r_1 = 1,738$$

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

$$L \sqrt{h_d / k \cdot y} = 6,046 \cdot 10^{-3} \sqrt{24,12 / 211 \cdot 0,127 \cdot 10^{-3}} = 0,182 \text{ bulunur.}$$

Yukarıdaki iki değer kullanılarak Şekil 7.3'den kanat verimi $\eta=0,96$ olarak bulunur.

Birim boru uzunluğunun dış yüzey ısı transfer alanı:

$$A = \frac{2[(a \cdot b) - (\pi \cdot D_d^2 / 4)]}{e'}$$

$$A = \frac{2[(0,029 \cdot 0,054) - (\pi \cdot 0,01638^2 / 4)]}{2,9 \cdot 10^{-3}}$$

$$A = 0,53 \text{ m}^2/\text{m}$$

Birim uzunluktan ısı transferi:

$$q_1 = h_d \cdot A \cdot \eta \cdot \Delta_t$$

$$q_1 = 24,12 \cdot 0,53 \cdot 0,96 \cdot (22 - 10)$$

$$q_1 = 147,26 \text{ W/m}$$

Toplam boru uzunluğu:

$$L = \frac{q}{q_1}$$

$$L = \frac{222 \cdot 10^3}{147,26}$$

$$L = 1507,53 \text{ m}$$

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

Evaporatör yüzey alanı:

$$A = \pi \cdot D_d \cdot L$$

$$D_d = 1,121 \text{ in} = 28,47 \text{ mm}$$

$$A = \pi \cdot 28,47 \cdot 10^{-3} \cdot 1507,53$$

$$A = 134,83 \text{ m}^2$$

$$q_{\text{evap}} = U \cdot A \cdot \Delta t$$

$$222 \cdot 10^3 = 25 \cdot A \cdot (22 - 10)$$

$$A = 740 \text{ m}^2 \text{ olarak bulunur.}$$

Kondenser için hesaplamalar

İç ısı taşınım katsayısı

Boruların içinde soğutma suyunun 1 m/s hızla dolaştığı kabul edilecektir.

$$D_i = 16,9 \text{ mm}$$

$$A_i = 2,225 \text{ mm}^2$$

Soğutma suyunun giriş sıcaklığı $t_{c,g} = 20^\circ\text{C}$

Soğutma suyunun çıkış sıcaklığı $t_{c,\phi} = 30^\circ\text{C}$

Suyun kütleli debisi:

$$m_c = \rho \cdot A \cdot V$$

$$m_c = 996,8 \cdot 2,24 \cdot 10^{-4} \cdot 1$$

$$m_c = 0,223 \text{ kg/s}$$

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_i}{\mu}$$

$$Re = \frac{996,8 \cdot 1,169 \cdot 10^{-3}}{0,831 \cdot 10^{-3}}$$

$$Re = 20271,8$$

İç yüzey ısı taşınım katsayısı (17).

$$\frac{h_i \cdot D_i}{k} = 0,023(Re)^{0,8} \cdot (Pr)^{0,3}$$

Eş. 7.12 de $Re > 10000$ ve $0,7 < Pr < 100$ için geçerlidir. Buna göre;

$$\frac{h_i \cdot 16,9 \cdot 10^{-3}}{0,610} = 0,023(20271,8)^{0,8} \cdot (6,165)^{0,3}$$

$$h_i = 4087,01 \text{ W/m}^2\text{K bulunur.}$$

Yoğuşma film katsayısı;

Yoğuşan buhar için ısı transfer katsayısı (17).

$$h_v = 0,95 \left(\frac{L \cdot k^3 \cdot \rho^2 \cdot g}{m_v \cdot \mu} \right)^{1/3}$$

Eş. 7.13 de tek bilinmeyen değer L/m değeridir. L/m değeri; toplam boru sayısı, bir adet boru uzunluğu ve yoğuşan buhar debisinden hesaplanabilir. $m = 0,0943 \text{ kg/s}$, $L_1 = 2 \text{ m}$ ve,

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

Soğutkanın kondensere giriş sıcaklığı $t_{h,g}=85^{\circ}\text{C}$

Soğutkanın kondensere çıkış sıcaklığı $t_{h,\phi}=41^{\circ}\text{C}$

Buna göre Eş. 7.13 den:

$$h_v=0,95 \left(\frac{1060,4 \cdot 0,654^3 \cdot 983^2 \cdot 9,81}{0,446 \cdot 10^{-3}} \right)^{1/3} = 17550 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Toplam ısı transfer katsayısı ve kondenser boyutları;

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot L} + \frac{R_{fi}}{\pi \cdot D_i \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{D_d}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{R_{fo}}{\pi \cdot D_d \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot \pi \cdot D_d \cdot L}$$

Eş. 7.14 de R_{fi} ve R_{fo} , iç ve dış borularda kirlenme faktörü olup akışkan türüne göre verilmiştir (17).

Böylece Eş. 7.14'dan;

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{4087,1 \cdot \pi \cdot 16,9 \cdot 10^{-3} \cdot L} + \frac{0,176 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 16,9 \cdot 10^{-3} \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{19,1}{16,9}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 385 \cdot L} + \frac{0,176 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 19,1 \cdot 10^{-3} \cdot L} + \frac{1}{17550 \cdot \pi \cdot 19,1 \cdot 10^{-3} \cdot L}$$

$$\frac{1}{U.A} = \frac{4,610 \cdot 10^{-3}}{L} + \frac{3,368 \cdot 10^{-3}}{L} + \frac{5,06 \cdot 10^{-5}}{L} + \frac{3,31 \cdot 10^{-3}}{L} + \frac{9,5 \cdot 10^{-4}}{L}$$

$$\frac{1}{U.A} = \frac{0,0122}{L}$$

$U.A=82.L$ bulunur.

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

$$q=U.A.\Delta_{tm}.F$$

Δ_{tm} =Logaritmik sıcaklık farkı olup şöyle hesaplanır;

$$\Delta_{tm}=\frac{(t_{h,g}-t_{c,\varphi})-(t_{h,\varphi}-t_{c,g})}{\ln\left(\frac{t_{h,g}-t_{c,\varphi}}{t_{h,\varphi}-t_{c,g}}\right)}$$

$$\Delta_{tm}=\frac{(85-31)-(41-20)}{\ln\left(\frac{85-31}{41-20}\right)}$$

$$\Delta_{tm}=35^{\circ}\text{C}$$

$$P=\frac{t_2-t_1}{T_1-t_1}$$

$$P=\frac{31-22}{85-22}$$

$$P=0,14$$

$$R=\frac{T_1-T_2}{t_2-t_1}$$

$$R=\frac{85-40}{31-22}$$

$$R=5$$

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

Böylece düzeltme faktörü F, Şekil 7.5'den $F=0,99$ olarak bulunur.

Kondenserden atılması gereken ısı $q_{kon}= 233,519$ kW olduğuna göre Eş. 7.15 den;

$$233,519 \cdot 10^3 = 82 \cdot L \cdot 32,75 \cdot 0,99$$

$L = 87,64$ m toplam boru uzunluğu bulunur.

Toplam kondenser yüzeyi;

$$A_T = \pi \cdot D_d \cdot L$$

$$A = \pi \cdot 19,1 \cdot 10^{-3} \cdot 87,64$$

$$A = 5,258 \text{ m}^2$$

Boyu $L = 2$ m olan bir borunun ısı transferi yapan yüzeyi;

$$A_1 = \pi \cdot D_m \cdot L_1$$

$$D_m = (D_d + D_i) / 2 = (19,1 + 16,9) / 2 = 18 \text{ mm}$$

$$A_1 = \pi \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot 2$$

$$A_1 = 0,113 \text{ m}^2$$

Boru sayısı;

$$n = \frac{A_T}{A_1}$$

$$n = \frac{5,258}{0,113}$$

$n = 46$ adet boru bulunur.

Isı Değiştiricisi için Hesaplamalar

Isı değiştirgeci etkenliği;

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

Etkenlik (ϵ) = Gerçek Isı Transferi / Eşanjörün vereceği max. Isı transferi

$$\text{Gerçek ısı transferi} = q = C_h(t_{h,g} - t_{h,\zeta}) = C_c(t_{c,\zeta} - t_{c,g})$$

Eşanjörün vereceği maksimum ısı miktarı;

$$q_{\max} = C_{\min}(t_{h,g} - t_{c,g})$$

$$C_h = C_{ph} \cdot m_h$$

$$C_c = C_{pc} \cdot m_c$$

$$C_h = C_{ph} \cdot m_h$$

$$C_c = C_{pc} \cdot m_c$$

$$m_c = 2,774 \text{ kg/s}$$

$$m_h = 2,68 \text{ kg/s}$$

$$C_{ph} (\% 59 \text{ LiBr konsantrasyonu}) \approx 1,96 \text{ kJ/kgK,}$$

$$C_{pc} (\% 55 \text{ LiBr konsantrasyonu}) \approx 2 \text{ kJ/kgK,}$$

Eş. 7.25 ve Eş. 7.26 dan;

$$C_c = C_{\max} = C_{pc} \cdot m_c = 2020 \cdot 2,774 = 5603,48 \text{ W/K}$$

$$C_h = C_{\min} = C_{ph} \cdot m_h = 1960 \cdot 2,68 = 5252,8 \text{ W/K}$$

$$C_h < C_c \text{ ise } C_{\min} = C_h$$

$$C_c < C_h \text{ ise } C_{\min} = C_c$$

Burada, $C_h < C_c$ ve dolayısıyla $C_h = C_{\min}$ olduğuna göre zengin LiBr eriyiğinin ısı değiştirgecinden çıkış sıcaklığı $t_{h,\zeta}$ şöyle hesaplanabilir (17).

$$\epsilon = \frac{C_h (t_{h,g} - t_{h,\zeta})}{C_{\min} (t_{h,g} - t_{c,g})}$$

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

$$\varepsilon = \frac{(t_{h,g} - t_{h,\zeta})}{(t_{h,g} - t_{c,g})}$$

$$0,60 = \frac{(85 - t_{h,\zeta})}{(85 - 41)}$$

$$t_{h,\zeta} = 58 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Fakir LiBr eriyiğinin ısı değıştirgecinden çıkış sıcaklığı $t_{c,\zeta}$ (17).

$$\varepsilon = \frac{C_c(t_{c,\zeta} - t_{c,g})}{C_{\min}(t_{h,g} - t_{c,g})}$$

$$\varepsilon = \frac{C_c(t_{c,\zeta} - t_{c,g})}{C_h(t_{h,g} - t_{c,g})}$$

$$0,60 = \frac{5603,48(t_{c,\zeta} - 41)}{5252,8(85 - 41)}$$

$$t_{c,\zeta} = 64 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Zengin eriyik tarafı:

$$t_{h,g} = 85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{h,\zeta} = 58 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{h,\text{ort}} = (t_{h,g} + t_{h,\zeta})/2 = (85 + 58)/2 = 71,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Fakir eriyik tarafı:

$$t_{c,g} = 41 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{c,\zeta} = 64 \text{ } ^\circ\text{C}$$

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

$$t_{c,ort} = (t_{c,g} + t_{c,\dot{c}})/2 = (41+64)/2 = 52,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Isı transfer yüzey alanı;

$$A = \pi.L.D$$

$$A = \pi. 62,61.10^{-3}.300$$

$$A = 58,9 \text{ m}^2$$

İç ısı taşınım katsayısı

$$\frac{h_i.D_i}{k} = 0,023(Re)^{0,8}.(Pr)^{0,3}$$

Eş. 7.12. de $Re > 10000$ ve $0,7 < Pr < 100$ için geçerlidir.

Sıcak eriyik için Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{D_i.G}{\mu_h}$$

$$G = \frac{m}{\pi.D^2 / 4} = \frac{2,68}{\pi.(62,61.10^{-3})^2 / 4} = 872,96 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Prandtl sayısı;

$$Pr = \frac{\mu_h.C_{ph}}{k_h}$$

$$Re = \frac{D_i.G}{\mu_h} = \frac{62,61.10^{-3}.872,96}{3,5.10^{-3}} = 15616$$

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

$$Pr = \frac{\mu_h \cdot C_{ph}}{k_h} = \frac{3,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1,95 \cdot 10^3}{0,41} = 16,64$$

Böylece iç yüzey ısı transfer katsayısı h_i Eş. 7.12 den

$$\frac{h_i \cdot 62,61 \cdot 10^{-3}}{0,41} = 0,023(15616)^{0,8} \cdot (16,64)^{0,3}$$

$h_i = 794,73 \text{ W/m}^2\text{K}$ bulunur.

Dış Isı Taşınım Katsayısı

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 0,18 \cdot 10^{-3} \cdot 66,68 \cdot 10^{-3} \cdot 1700 \cdot 8,375}{(3,75 \cdot 10^{-3})^2} = 119203,41$$

$$Pr = \frac{3,75 \cdot 10^{-3} \cdot 2,02 \cdot 10^3}{0,43} = 17,61$$

Değerler yerine konursa;

$$\frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,129 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/3}$$

$$\frac{h_d \cdot 66,68 \cdot 10^{-3}}{0,43} = 0,129 \cdot (119203,41 \cdot 17,61)^{1/3}$$

$h_d = 106,51 \text{ W/m}^2\text{K}$

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

Toplam ısı transfer katsayısı ve ısı değiştirgeci boyutları

Toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklem yardımıyla bulunabilir (17).

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{D_d}{D_i} \right) \frac{1}{h_i} + D_d \frac{\ln \left(\frac{D_d}{D_i} \right)}{2.k} + \frac{1}{h_d}$$

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{66,68}{62,61} \right) \frac{1}{794,73} + 66,68 \cdot 10^{-3} \frac{\ln \left(\frac{66,68}{62,61} \right)}{2.385} + \frac{1}{106,51}$$

$$U = 93,45 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Başlangıçta kabul edilen ısı değiştirgeci etkenliği (ϵ) = 0,60 değerinin kontrol edilebilmesi için NTU sayısı ve C_{\min}/C_{\max} değerleri hesaplanarak Şekil 7.11 den düzeltilmiş ϵ değeri okunur.

$$NTU = AU/C_{\min}$$

$$NTU = 58,9 \cdot 93,45 / 5252,8 = 1,04$$

$$C_{\min}/C_{\max} = 5252,8 / 5603,48 = 0,937$$

Şekil 7.11.'dan ısı değiştirgeci etkenliği (ϵ) değeri 0,58 olarak okunur. Bu değer ilk başta kabul ettiğimiz 0,60 değeri ile çok yakındır. Böylece ısı değiştirgecinde $L=300\text{m}$, $A = 58,9 \text{ m}^2$ olarak bulunur.

Boy $L=3 \text{ m}$ olan bir borunun ısı transfer yapan yüzeyi Eş. 7.20. den;

$$A_1 = \pi \cdot D_m \cdot L$$

$$D_m = (D_d + D_i)/2 = (66,68 + 62,61)/2 = 64,645 \text{ mm}$$

$$A_1 = \pi \cdot 64,645 \cdot 10^{-3} \cdot 3$$

$$A_1 = 0,608 \text{ m}^2$$

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

Boru sayısı Eş. 7.21.den

$$n = \frac{A_T}{A_1}$$

$$n = \frac{58,9}{0,608}$$

$n = 97$ adet boru bulunur.

Absorber için Hesaplamalar

İç ısı taşınım katsayısı

Suyun kütleli debisi:

$$m_c = \rho \cdot A \cdot V$$

$$m_c = 996,8 \cdot 3,08 \cdot 10^{-3} \cdot 1$$

$$m_c = 3 \text{ kg/s}$$

Reynolds Sayısı:

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu_h}$$

$$Re = \frac{996,8 \cdot 1,62,61 \cdot 10^{-3}}{0,831 \cdot 10^{-3}}$$

$$Re = 75101,86$$

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

İç yüzey ısı taşınım katsayısı Eş. 7.12 denkleminde verildiği gibi hesaplanır [26].

$$\frac{h_i \cdot D_i}{k} = 0,023(\text{Re})^{0,8} \cdot (\text{Pr})^{0,3}$$

Eş. 7.12 denkleminde göre $\text{Re} > 10000$ ve $0,7 < \text{Pr} < 100$ için geçerlidir. Buna göre;

$$\frac{h_i \cdot 62,61 \cdot 10^{-3}}{0,610} = 0,023(75101,86)^{0,8} \cdot (6,165)^{0,3}$$

$h_i = 3075,49 \text{ W/m}^2\text{K}$ bulunur.

Dış ısı taşınım katsayısı

$$m_3 \cdot h_3 + m_{10} \cdot h_{10} = (m_3 + m_{10}) \cdot h_{\text{kar}}$$

$$0,0943 \cdot 2519,9 + 2,68 \cdot (-135) = (0,0943 + 2,68) \cdot h_{\text{kar}}$$

$h_{\text{kar}} = -44,83 \text{ kJ/kg}$ olarak hesaplanır. Karışım sıcaklığı ise $t_{\text{kar}} = 96 \text{ }^\circ\text{C}$

Silindirik borularda laminer doğal konveksiyonla ısı geçişi için;

Eş. 7.38 denklemi ise $\text{Gr} \cdot \text{Pr} \geq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir. Bu yüzden h_d değerini hesaplamak için öncelikli olarak Gr ve Pr sayılarının hesaplanması gerekir.

Grashof sayısı;

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot D_d^3 \cdot \rho_c^2 \cdot \Delta_t}{\mu_c^2}$$

$$\text{Gr} = \frac{9,81 \cdot 0,18 \cdot 10^{-3} \cdot (66,68 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 1,15}{(2,147 \cdot 10^{-6})^2}$$

$$\text{Gr} = 1306056,718$$

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

Prandtl sayısı;

$$Pr = \frac{\mu_c \cdot C_{pc}}{k_c}$$

$$Pr = \frac{3,5 \cdot 10^{-3} \cdot 2,02 \cdot 10^3}{0,43}$$

$$Pr = 16,44$$

$Gr.Pr = 21471572,44 = 2,1 \cdot 10^7 < 10^8 - 10^9$ olduğu için Eş. 7.37 kullanılarak h_d değeri hesaplanır.

$$\frac{h_d \cdot 66,68 \cdot 10^{-3}}{0,43} = 0,55 \cdot (21471572,44)^{0,2}$$

$$h_d = 241,43 \text{ W/m}^2$$

Toplam ısı transfer katsayısı ve absorber boyutları

Toplam ısı transfer katsayısı Eş. 7.14 yardımıyla bulunabilir.

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{3075 \cdot \pi \cdot 62,61 \cdot 10^{-3} \cdot L} + \frac{0,176 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 62,61 \cdot 10^{-3} \cdot L} +$$

$$\frac{\ln\left(\frac{66,68}{62,61}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 385 \cdot L} + \frac{1}{241,43 \cdot \pi \cdot 66,68 \cdot 10^{-3} \cdot L}$$

$$\frac{1}{U.A} = \frac{0,02}{L}$$

$U.A = 50 \cdot L$ bulunur.

$$q = U.A. \Delta t_m \cdot F$$

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

Logaritmik sıcaklık farkı Δt_m değeri Eş. 7.16 kullanılarak hesaplanabilir;

$$\Delta t_m = \frac{(96 - 30) - (41 - 22)}{\ln\left(\frac{96 - 30}{41 - 22}\right)}$$

$$\Delta t_m = 37,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

F düzeltme faktörü Şekil 7.4'ten bulunur.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$P = \frac{31 - 22}{96 - 22}$$

$$P = 0,121$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$R = \frac{96 - 41}{31 - 22}$$

$$R = 6$$

Böylece düzeltme faktörü F, Şekil 7.5'ten $F = 1$ olarak bulunur.

Absorberden atılması gereken ısı $q_{\text{abs}} = 319,666 \text{ kW}$ olduğuna göre Eş. 7.15 den;

$$319,666 \cdot 10^3 = 50 \cdot L \cdot 37,8 \cdot 1$$

$L = 170 \text{ m}$ toplam boru uzunluğu bulunur.

Toplam absorber yüzeyi, Eş. 7.19 kullanılarak;

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

$$A_T = \pi \cdot 66,68 \cdot 10^{-3} \cdot 170$$

$A_T = 35 \text{ m}^2$ olarak hesaplanır.

Generatör İçin Hesaplamalar

İç ısı taşınım katsayısı

$$Pr_l = \frac{\mu_l \cdot C_{pl}}{k_l}$$

$$Pr_l = \frac{2,02 \cdot 10^3 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}{0,4314}$$

$$Pr_l = 11,7$$

Boruların içinde çekirdek ve konveksiyon kaynaması olduğu düşünülürse;

$$\frac{h_i \cdot D_i}{k_i} = 0,06 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,28} \left(\frac{D_i \cdot G \cdot X}{\mu_l} \right)^{0,87} \cdot Pr_l^{0,4}$$

G = Karışımın Kütleli hızı

$$G = \frac{m}{\pi \cdot D^2 / 4}$$

$$G = \frac{2,774}{\pi (62,61 \cdot 10^{-3})^2 / 4}$$

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

Eş. 7.48 den;

$$\frac{h_i \cdot 62,61 \cdot 10^{-3}}{0,4314} = 0,06 \left(\frac{1650}{0,4} \right)^{0,28} \left(\frac{62,61 \cdot 10^{-3} \cdot 924,66 \cdot X}{2,5 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,87} \cdot (11,7)^{0,4}$$

$h_i = 11,234 \cdot (23157,18 \cdot X)^{0,87}$ bulunur.

$$h_{i,ort} = 1973,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Dış ısı taşınım katsayısı

Silindirik borularda laminer doğal konveksiyonla ısı geçişi için (26).

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,55 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,2}$$

Eş. 7.37 de $Gr \cdot Pr \leq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir.

Silindirik borularda türbülanslı doğal konveksiyonla ısı geçişi için (26).

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,129 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/3}$$

Eş. 7.38 ise $Gr \cdot Pr \geq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir. Bu yüzden $h_d =$ değerini hesaplamak için ilk önce Gr ve Pr sayılarının hesaplanması gerekir.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot D_d^3 \cdot \rho_c^2 \cdot \Delta_t}{\mu_c^2}$$

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 0,18 \cdot 10^{-3} \cdot (66,68 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 4,375}{(0,364 \cdot 10^{-6})^2}$$

EK-1. (Devam) Hesaplamalar

$$Gr = 259243564,9$$

$$Gr.Pr = 575520714,1$$

$Gr.Pr = 575520714,1 \geq 10^8 - 10^9$ olduğu için Eş. 7.37 kullanılarak h_d değeri hesaplanır.

$$\frac{h_d \cdot 66,68 \cdot 10^{-3}}{0,668} = 0,129(575520714,1)^{1/3}$$

$$h_d = 1074,9 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Toplam ısı transfer katsayısı ve generator boyutları

Toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki eşitlik yardımıyla bulunabilir (26).

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{D_d}{D_i} \right) \frac{1}{h_i} + D_d \frac{\ln\left(\frac{D_d}{D_i} \right)}{2.k} + \frac{1}{h_d}$$

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{66,68}{62,61} \right) \frac{1}{1973,5} + 66,68 \cdot 10^{-3} \frac{\ln\left(\frac{66,68}{62,61} \right)}{2.385} + \frac{1}{1074,9}$$

$$U = 675,675 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 56,03 \text{ m}^2$$

$$A = \pi \cdot D \cdot L$$

$$56,03 = \pi \cdot 66,68 \cdot 10^{-3} \cdot L$$

$$L = 267,942 \text{ m toplam boru uzunluğu bulunur.}$$

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ŞAHİN, Tuner
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 05.03.1962 Eskişehir
Medeni hali : Evli
Telefon : 0 (222) 226 35 23
Faks : 0 (222) 221 18 66
e-mail : tunersahin@hotmail.com.

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi /Makine Eğitimi	2006
Lisans	Gazi Üniversitesi/ Makine Resim	2005
Lise	Ankara Yıldırım Beyazıt EML	1979

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
1986-2006	Eskişehir Atatürk EML	Öğretmen/Müdür Yardımcısı

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1.

Hobiler

Kitap okumak, seyahat ve AB Hibe Projeleri