



**JEOTERMAL ENERJİ KAYNAKLI
ISI POMPASININ KURULMASI VE
PERFORMANS ANALİZİ**

**Ayla CANBEK
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI
1996**

47702


**T.C.
CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**JEOTERMAL ENERJİ KAYNAKLI ISI POMPASININ KURULMASI VE
PERFORMANS ANALİZİ**

Ayla CANBEK
Yüksek Lisans Tezi
Makina Mühendisliği
Anabilim Dalı

Bu Tez Cumhuriyet Üniversitesi Araştırma Fonunca Desteklenmiştir.

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Abdullah KEÇECİLER Makina Müh. Bölümü



Bu tez, Cumhuriyet Üniversitesi Senatosunun 05.01.1984 tarihli toplantısında kabul edilen ve daha sonra 30.12.1993 tarihinde C.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü'nce hazırlanan ve yayımlanan "Yüksek Lisans ve Doktora Tez Yazım Kılavuzu" adlı yönergeye göre hazırlanmıştır.

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜ'NE

Bu çalışma, jürimiz tarafından, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

BaşkanYrd. Doç. Dr. Ali KOC.....
ÜyeYrd. Doç. Dr. Ali PINARBAŞI.....
ÜyeYrd. Doç. Dr. Abdullah KEÇECİLER.....
Üye
Üye
Üye

ONAY

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım.

25.10.1996

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

Prof. Dr. Fuat ÖZDER

ÖZET
YÜKSEK LİSANS TEZİ

JEOTERMAL ENERJİ KAYNAKLI ISI POMPASININ
KURULMASI VE PERFORMANS ANALİZİ

Ayla CANBEK

Cumhuriyet Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Anabilim Dalı

Danışman

Yrd. Doç. Dr. Abdullah KEÇECİLER

Bu çalışmada, enerji kaynağı olarak jeotermal ısı enerjisini kullanan absorpsiyonlu sistemin termodinamik analizi yapıldı ve sistemin matematik modellenmesi teorik olarak incelendi. Sistemin deney düzeneği ise laboratuvar şartlarında kuruldu. Deneysel çalışmada, çalışma çifti olarak H₂O/LiBr çifti kullanıldı. İlk önce elemanlardan; Absorber, generatör, kondenser ve evaporatör detaylı olarak incelendi.

Sistemin termodinamik analizi yapılırken, absorber, generatör, kondenser ve evaporatör için elde edilen sıcaklık dağılımlarından her bir elemanın uygun sıcaklıkları bulunarak bu sıcaklıklar dikkate alındı. Sistem parametrelerinin, sistem etkinliği (COP) ve işlerlik etkinliği (ECOP) üzerine etkileri incelendi. Elde edilen sonuçlar, grafikler ve tablolar halinde gösterildi ve daha önce yapılmış teorik sonuçlarla karşılaştırıldı.

Bu çalışmada absorpsiyonlu soğutma sistemi için Sivas'ta bulunan jeotermal sıcak su kaynağının kullanılabilirliği ve enerji tasarrufu açısından verimliliği laboratuvar şartlarında araştırıldı.

ANAHTAR KELİMELER: Jeotermal enerji, Isı pompası, H₂O/LiBr çalışma çifti,
Kapalı absorpsiyon çevrimi.

ABSTRACT**M.Sc. Thesis****DESIGN AND PERFORMANCE ANALYSIS OF
GEOTHERMAL DRIVEN HEAT PUMP**

Ayla CANBEK

Cumhuriyet University

Graduate School of Natural and

Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor

Yrd. Doç. Dr. Abdullah KEÇECİLER

In this study, thermodynamic analysis of the absorption refrigeration system that uses geothermal heat as the energy source were conducted and the mathematical modelling of the system were investigated on the theoretical basis. An experimental setup was built in laboratory conditions. During investigation H₂O/LiBr were used as working pairs. First of all elements of system namely; Absorber, generator, condenser and evaporator were investigated in detail.

During thermodynamic analysis, suitable working temperatures obtained for each elements (absorber, generator, condenser and evaporator) were taken into consideration. The effect of system parameters on coefficient of performance (COP) and exergetic coefficient of performance (ECOP) were investigated. Obtained results were presented as graphics and tables and they were compared with the earlier theoretical studies.

In this study, efficiency of geothermal hot water sources in Sivas region were investigated from usability and energy point of view in laboratory conditions.

KEY WORDS: Geothermal energy, Heat pump, H₂O/LiBr working pairs,
Closed absorption cycle.

ÖNSÖZ

Bu çalışmada jeotermal enerji kaynaklı H₂O soğutuculu LiBr soğuruculu absorpsiyonlu ısı pompasının deneysel ve teorik olarak performans analizi yapılmıştır.

Tez çalışmamın her aşamasında büyük ilgi ve desteğini gördüğüm Cumhuriyet Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölüm Başkanı Danışman Hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Abdullah KEÇECİLER'e teşekkürlerimi sunarım.

E.Ü. Müh. Fak. Makina Mühendisliği Öğretim Üyesi Sayın Yrd. Doç. Dr. Ali KOÇ'a tez çalışmamdaki yardımlarından dolayı teşekkür ederim.

Deneysel çalışmalarında, sistemin kurulmasında, absorber, jeneratör ve ısı değiştirgeçlerinin yapımını üstlenen AKTES ISI SAN. AŞ.'ne, malzemelerin alımında ekonomik katkı sağlayan Cumhuriyet Üniversitesi Araştırma Fonu Yönetim kurulu'na, ayrıca evaporatör kabininin yapımını gerçekleştiren Makina Mühendisi Sayın Fahrettin ALİM'e teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa No:
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
TABLolar DİZİNİ.....	ix
FOTOĞRAFLAR DİZİNİ.....	x
SİMGELER.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. GENEL BİLGİLER VE SOĞUTMA ÇEVİRİMİ.....	2
2.1. Soğutma Sistemleri.....	4
2.1.1. Ejektör Soğutma Çevrimi.....	4
2.1.2. Yoğuşan Buharla Çalışan Soğutma Çevrimi.....	5
2.1.3. Yoğuşmayan Gazla Çalışan Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi.....	6
2.1.4. Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi.....	7
2.2. Absorpsiyonlu Soğutucuların Prensipleri.....	7
2.3. Sistemin Yapı Elemanları.....	9
2.3.1. Generatör (Ayrıcı).....	9
2.3.2. Kondenser (Yoğuşturucu).....	10
2.3.3. Evaporatör (Buharlaştırıcı).....	11
2.3.4. Absorber (Soğurucu).....	12
2.3.5. Eşanjörler (Isı Değiştirgeçleri).....	13
2.4. Jeotermal Enerji Kaynaklı Kapalı Çevrimli Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi.....	15
2.4.1. Jeotermal Enerji.....	15
2.4.2. Jeotermal Kaynak.....	18
2.4.3. Jeotermal Su Kaynakları.....	19

2.4.4. Jeotermal Suyun Kimyasal Özellikleri.....	20
2.4.5. Sıcakçermik Termal Suyunun Kullanımı.....	22
2.4.6. Sıcakçermik Termal Suyunun Problemleri.....	25
2.5. Jeotermal Enerji Kaynaklı H ₂ O Soğutuculu LiBr Soğuruculu Absorpsiyonlu Isı Pompası.....	25
2.6. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleriyle İlgili Daha Önce Yapılan Çalışmalar.....	27
3. SİSTEMİN TERMODİNAMİK ANALİZİ.....	31
3.1 Tersinir Absorpsiyonlu Soğutma Çevriminin Soğutma Tesir Katsayısı.....	32
3.2. Teorik Absorpsiyonlu Soğutma Çevriminin Etkinliği.....	33
3.3. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde, Sistemin İşlerlik Etkinliği.....	35
3.4. Sistemde Basınç Kayıplarının Analizi.....	36
3.5. Eriyik ve Soğutucu Isı Değiştirgeçlerinin Termodinamik Analizi.....	37
3.6. LiBr-H ₂ O Eriyiğinin Termodinamik Özelliklerinin Bulunması.....	39
3.7. Sistemin Termodinamik Analizinde Yapılan Kabuller.....	45
4. SİSTEMİN YAPI ELEMANLARININ MATEMATİK MODELİ	46
4.1. Generatör.....	46
4.1.1. Isı ve Kütle Transfer Katsayısının Hesabı.....	48
4.2. Kondenser.....	49
4.2.1. Isı Taşınım Katsayısının Hesabı.....	51
4.3. Evaporatör.....	52
4.3.1. Isı Taşınım Katsayısının Hesabı.....	52
4.4. Absorber.....	53
4.4.1. Püskürtmeli Absorberde Çevreye Verilmesi Gereken Isı.....	53
4.4.2. Isı ve Kütle Transfer Katsayısının Hesabı.....	55

5. SOĞUTMA SİSTEMİNİN MODELLENMESİ.....	57
5.1. Evaporatör.....	57
5.2. Kondenser.....	62
5.3. Generatör.....	65
5.4. Absorber.....	68
5.5. Isı Değiştirgeçleri.....	70
5.6. Eriyik Pompası.....	70
5.7. Genişleme Valfleri.....	71
6. DENEYSEL ÇALIŞMA	72
6.1. Deneysel Çalışma Sonucunda Elde Edilen Parametrelere Göre LiBr Soğuruculu H ₂ O Soğutuculu Absorpsiyonlu Isı Pompasının Performans Katsayısı ve İşlerlik Etkinliğinin Hesabı.....	72
6.1.1. Evaporatör Isısı.....	74
6.1.2. Absorber Isısı.....	74
6.1.3. Generatör Isısı.....	75
6.1.4. Kondenser Isısı.....	75
6.1.6 Performans Katsayısının Hesabı.....	76
6.1.7. Sistemin İşlerlik Etkinliğinin Hesabı.....	76
7. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	79
7.1. Sonuçlar.....	79
7.2. Sonuçların İrdelenmesi.....	86
7.3. Sunuçların Literatürlerdeki Değerlerle Karşılaştırılması.....	76
7.4. Deneysel Bulgular ve Öneriler.....	88
8. KAYNAKLAR.....	90
9. ÖZGEÇMİŞ.....	93
10. EKLER.....	94

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa No
Şekil 1. Ters Carnot Çevrimi T-S Diyagramı.....	2
Şekil 2. Ters Carnot Çevrimi P-v Diyagramı.....	3
Şekil 3. Ejektör Soğutma Sistemi.....	4
Şekil 4. Yoğuşan Buharla Çalışan Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi T-S Diyagramı.....	5
Şekil 5. Yoğuşmayan Gazla Çalışan Soğutma Çevrimi T-S Diyagramı.....	6
Şekil 6. Absorpsiyonlu Soğutma Devresi ve Soğutucu Akışkanın T-S Diyagramı.....	8
Şekil 7. Sıcak Su Jeotermal Sistemin Şematik Modeli.....	16
Şekil 8. Bir Jeotermal Saha Modeli.....	17
Şekil 9. Sıcakçermik Alanındaki Mevcut Sıcak Su Kaynakları ve Su Dağıtım Şebekesi.....	18
Şekil 10. Jeotermal Suyun Kuyu Sistemi	23
Şekil 11. Sıcakçermik Jeotermal Alanı Kuyu Başı Sistem Detayı.....	24
Şekil 12 . Absorpsiyonlu Isı Pompasının Şematik Olarak Gösterilişi.....	29
Şekil 13. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminin Şematik Olarak Gösterilişi....	30
Şekil 14. H ₂ O/LiBr Karışımı İçin Konsantrasyon- Çözelti Entalpi Diyagramı..	44
Şekil 15. Generatörde Akış Yönü.....	49
Şekil 16. Boru İçinden Akan Akışkan İçin Eksen ve Akış Yönü.....	50
Şekil 17. Evaporatörde Kütle ve Enerji Akış Şeması.....	61
Şekil 18. Çapraz Akışlı Isı Değiştiricisi Olarak Evaporatörün Gösterilişi.....	61
Şekil 19 . Kondenserde Kütle ve Enerji Akış Şeması.....	64
Şekil 20 . Çapraz Akışlı Isı Değiştiricisi Olarak Kondenserin Gösterilişi.....	65
Şekil 21. Generatörde Kütle ve Enerji Akış Diyagramı.....	68
Şekil 22 . Ters Geçişli Isı Değiştiricisi Olarak Generatörün Gösterilişi.....	68
Şekil 23. Absorberde Enerji ve Kütle Akış Diyagramı.....	70
Şekil 24. Farklı Evaporatör Sıcaklıkları İçin COP ve Generatör Sıcaklıklarının Birbirine Göre Değişimi	80

Şekil 25. Farklı Kondenser Sıcaklıkları İçin COP'un Buharlaştırıcı Sıcaklıklarına Göre Değişimi.....	81
Şekil 26. Farklı Soğurucu Sıcaklıklarında Sabit Generatör ve Yoğuşturucu Sıcaklıkları İçin Buharlaştırıcı ve COP'un Birbirine Göre Değişimi...	82
Şekil 27. Farklı Soğurucu Sıcaklıklarında Sabit Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucu Sıcaklıkları İçin COP'un Generatör Sıcaklıklarına Göre Değişimi.....	83
Şekil 28. Farklı Soğurucu Sıcaklıklarında Sabit Buharlaştırıcı ve Ayırıcı Sıcaklıkları İçin COP'un Yoğuşturucu Sıcaklıklarına Göre Değişimi.	84
Şekil 29. İşlerlik Etkinliğinin Ayırıcı Sıcaklıklarına Göre Değişimi.....	85
Şekil 30. Tek Geçişli Çapraz Akımlı Isı Değiştirgecinde Her İki Akışkanın Karışmaması Halinde Düzeltme Katsayısı.....	96

TABLolar DİZİNİ

	Sayfa No
Tablo 1. Sıcakçermik Sularının Kimyasal Analiz Sonuçları.....	21
Tablo 2. Referans Noktalarındaki Sıcaklık, Basınç, LiBr Kütle Konsantrasyonu ve Özgül Entalpi Değerleri.....	73
Tablo 3. Deneysel Çalışma Sonunda Sistemin Performans Parametreleri.....	78
Tablo 4. Yapılan Benzer Çalışmaların Karşılaştırılması.....	87



FOTOĞRAFLAR DİZİNİ

	Sayfa No
Fotoğraf 1. Deney Düzeneginin Genel Görünümü	9
Fotoğraf 2. Deney Düzeneginde Generatörün Görünümü.....	10
Fotoğraf 3. Deney Düzenegi Üzerinde Kondenserin Görünümü	11
Fotoğraf 4. Yalıtılmış Kabin İçerisine Yerleştirilmiş Evaporatörün Görünümü.	12
Fotoğraf 5. Deney Düzeneginde Absorberin Görünümü.....	13
Fotoğraf 6. Absorber ve Generatör Arasındaki Eşanjörün Görünümü.....	14
Fotoğraf 7. Kondenser ve Evaporatör Arasındaki Soğutucu Eşanjörün Görünümü.....	14
Fotoğraf 8. Sistemin Kontrol Panelinin Görünümü.....	15
Fotoğraf 9. Püskürtmeli Absorberin Görünümü.....	54
Fotoğraf 10. Eriyik Pompasının Görünümü.....	71

SİMGELER

A	: Isı Geçiş Alanı (m^2)
\hat{a}	: Absorpsiyon Isısı
C	: Konsantrasyon ($kmol / m^3$)
c_p	: Özgül Isı ($kJ / kg K$)
COP	: Sistemin Etkinliği (Soğutma Tesir Katsayısı)
ECOP	: İşlerlik Etkinliği
D_f	: Kütle Difüzyon Katsayısı (m^2 / sn)
D	: Çap (m)
f	: Akış Oranı
g	: Yerçekim İvmesi (m / sn^2)
H	: Entalpi (kJ)
h	: Birim Kütle İçin Entalpi (kJ / kg)
h	: Isı Taşınım Katsayısı ($kW / m^2 K$)
h_m	: Kütle Taşınım Katsayısı (m / sn)
J_m	: Kütle Akısı ($kmol / m^2 sn$)
K	: Toplam Isı Transfer Katsayısı ($kW / m^2 K$)
W_k	: Kayıp İş (kJ)
k	: Isı İletim Katsayısı ($kW / m K$)
L	: Uzunluk (m)
m	: Kütle (kg / sn)
N	: Boru Sayısı
Nu	: Nusselt Sayısı
P	: Basınç (Pa)
R	: Yarıçap (m)
Sh	: Sherwood Sayısı
S	: Entropi (kJ / kg)
s	: Birim Kütle İçin Entropi ($kJ / kg K$)
T	: Sıcaklık (K)
U	: İç Enerji (kJ)

V	: Hız (m / sn)
v	: Özgül Hacim (m ³ / kg)
X	: Kütle Konsantrasyonu (kg LiBr / kg eriyik)
x	: Kuruluk derecesi
ϵ	: Isı Değiştiricisi Etkinliği
η	: Verim
μ	: Dinamik Viskozite (kg / m sn)
ρ	: Yoğunluk (kg / m ³)
Q	: Isı Akısı (kW)
q	: Birim Yüzeyden Geçen Isı Akısı (kW / m ²)
W	: Güç (kW)
w	: İş (kJ)

İNDİSLER

ab	: Absorbere Ait Büyüklükler
b	: Buhar
co	: Kondensere Ait Büyüklükler
cid	: Cidar
ev	: Evaporetöre Ait Büyüklükler
eid	: Eriyik Isı Değiştiricisi
f	: LiBr bakımından Fakir Eriyik
ge	: Genaretöre Ait Büyüklükler
o	: Başlangıç Büyüklükleri
s	: Yüzeye Ait Değerler, Sıvı
su	: Suyu Ait Değerler
sıd	: Sogutucu Isı Değiştiricisi
hçco	: Kondenser Hava Çıkış
hçev	: Evaporetör Hava Çıkış
şçge	: Generatör Su Çıkış
hgco	: Kondenser Hava Giriş
hgev	: Evaporetör Hava Giriş
şgge	: Generatör Su Giriş
z	: LiBr Bakımından Zengin Eriyik

1.GİRİŞ

Günümüzde enerji fiyatlarının artması, özellikle fosil kökenli kaynakların sınırlı olması nedeniyle, yeni kullanılabilir enerji kaynaklarının araştırılması ve bugün kullanılan sistemlerde enerji tasarrufuna yönelik çalışmalar önem kazanmaktadır. 21. yüzyıla girerken, dünya enerji ihtiyacı sürekli olarak artmaktadır. Sanayisi gelişmiş ülkelerde uygulanan enerji ekonomisi ile ilgili stratejiler bu artışı yumuşatmakla birlikte, henüz gelişmekte olan ülkelerin çağdaş teknolojiyi yakalama çabaları bu geçiş döneminde büyük engellerle karşılaşmaktadır. Bu nedenle daha sonraki yıllarda tüm dünya, temiz enerji kaynaklarının kullanımına daha çok ağırlık vermek zorunda kalacaktır.

Dünya petrol rezervlerinin 2050 yılında, doğal gaz rezervlerinin 2070 yılında ve kömür rezervlerinin 2150 yılında tükeneceği bilim adamları tarafından tahmin edilmesi ile, hem enerjinin yoğun tüketicisi olan sanayide, hem de sanayi dışı sektörlerde enerji arzına ve tüketimine ait kısa, orta ve uzun dönemli planlamalar yapılmaktadır.

Bir yandan dünya enerji kaynaklarının kısıtlı ve üretilen enerjinin pahalı oluşu, diğer yandan da çevre sorunlarının getirdiği kısıtlamalar tam anlamı ile doğal, yenilenebilir ve çevre dostu bir enerji türü olan jeotermal enerjiyi uzun zamandır gündeme getirmiştir. Jeotermal enerji her geçen gün daha fazla değerlendirilmekte ve ülke ekonomisine daha fazla katkıda bulunmaktadır.

Doğada kendiliğinden var olan jeotermal ısı enerjisini, soğutmada kullanmak için en uygun yöntem absorpsiyonlu soğutma sistemidir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, çok az mekanik enerjiye ihtiyaç duyulurken, sisteme verilen ısı enerjisi oldukça fazladır. Bu nedenle, bu sistemlerde her türlü enerji kaynağı kullanılabilirle beraber, ısı enerjisinin ucuz olduğu güneş enerjisi ve atık enerjinin kullanılabilir duruma getirilmesi absorpsiyonlu soğutma sistemlerini cazip hale getirmiştir.

Absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde, klasik soğutma sistemlerindeki kompresör yerine soğurucu, karışım pompası, generatör ile basınç düşürücü vana kullanılır. Diğer sistemlerde kullanılan kondenser, evaporatör ve genleşme vanası

bu soğutma sisteminde de kullanılmaktadır. Ayrıca sistemin performansını arttırmak için sistemde iki adet ısı değiştirgeci kullanılmıştır.

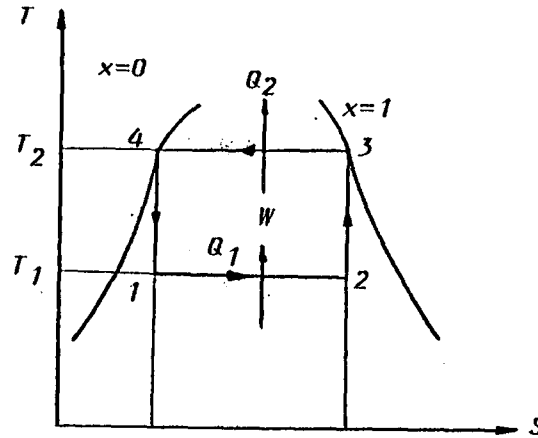
2.GENEL BİLGİLER VE SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

Termodinamiğin ikinci kanunu; Kelvin-Planck tarafından, “tek bir ısı kaynağından ısı çekmek suretiyle bunun tamamını işe çeviren bir ısı makinası yapmak mümkün değildir” şeklinde ifade edilmektedir.

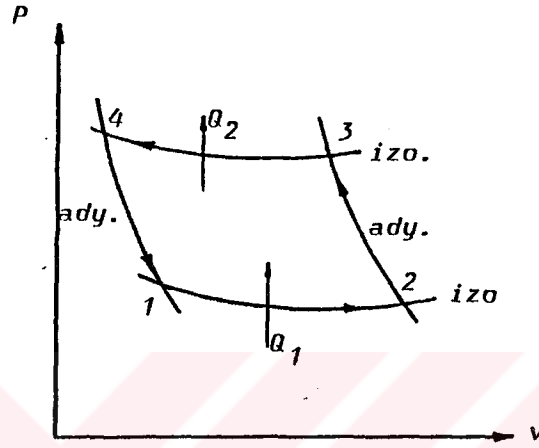
Clausius ise termodinamiğin ikinci kanununu “çevrede hiçbir tesir bırakmaksızın ısıyı soğuk ısı kaynağından sıcak ısı kaynağına nakleden bir ısı pompası (veya soğutma makinası) yapmak mümkün değildir” şeklinde ifade etmiştir ki bu ikinci tarif soğutma devreleri ile ilgilidir.

İdeal soğutma çevrimi, Ters Carnot çevrimidir. Bu çevrime göre;
 1-2 arasında düşük T_1 sıcaklığındaki kaynaktan Q_1 ısı alınmakta,
 2-3 arasında adyabatik sıkıştırma yapılmakta,
 3-4 arasında daha yüksek T_2 sıcaklığındaki kaynağa Q_2 ısı verilmekte, ve
 4-1 arasında adyabatik genişleme ile sıcaklık T_1 'e düşürülmektedir.

Ters Carnot çevriminin T-S ve P-v diyagramları Şekil 1 ve Şekil 2’de vermiştir.



Şekil 1. Ters Carnot Çevrimi T-S diyagramı



Şekil 2. Ters Carnot Çevrimi P-v diyagramı

Buna göre çevrime verilen W işi;

$$W=Q_2-Q_1 \quad (2.1)$$

olacaktır.

Carnot çevriminde η verimi gibi, soğutma tekniğinde “soğutma tesiri” tarif edilir.

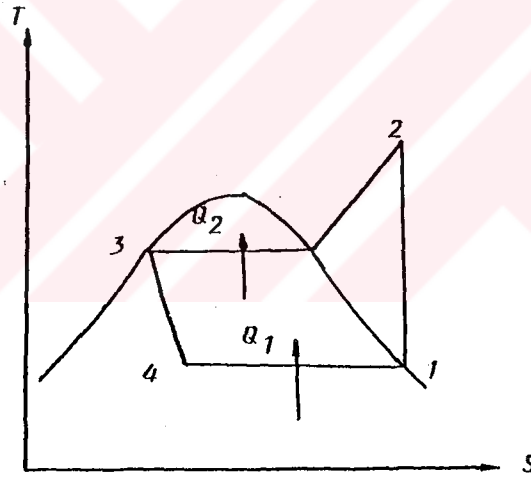
Soğutma Tesiri (COP): Düşük sıcaklıktaki kaynaktan (soğutulan ortam) alınan Q_1 ısısının, bu ısıyı almak için sarfedilen W enerjisi oranına soğutma tesiri denir ve genel formülü aşağıdaki gibidir.

$$\text{COP} = \frac{Q_1}{W} \quad (2.2)$$

2.1.2. Yoğuşan Buharla Çalışan Soğutma Çevrimi

En sık uygulanmakta olan ve rastlanan bu tip soğutma çevriminde; sıvı halden buhar haline geçmekte olan soğutucu akışkanı içerisinde bulunduran bir evaporatör, evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkanı alçak basınç tarafından emerek, yüksek basınç tarafındaki kondensere basan bir kompresör, soğutucu akışkandaki ısıyı alıp onu sıvılaştıran bir kondenser ve soğutucu akışkanın evaporatöre, yani alçak basınç tarafına ölçülü ve gereken miktarlarda verilmesini sağlayabilen bir genişleme valfi bulunmaktadır.

Şekil 4'te yoğuşan buharla çalışan sıkıştırılmalı soğutma çevriminin T-S diyagramı verilmiştir.



Şekil 4. Yoğuşan buharla çalışan sıkıştırılmalı soğutma çevrimi T-S diyagramı

Bu soğutma çevriminde çevrim, düşük sıcaklıklarda kaynatarak buharlaşabilen maddelerin faz değiştirme sırasında ısı alışverişini yapmasından yararlanılarak gerçekleştirilir. Çevrime göre;

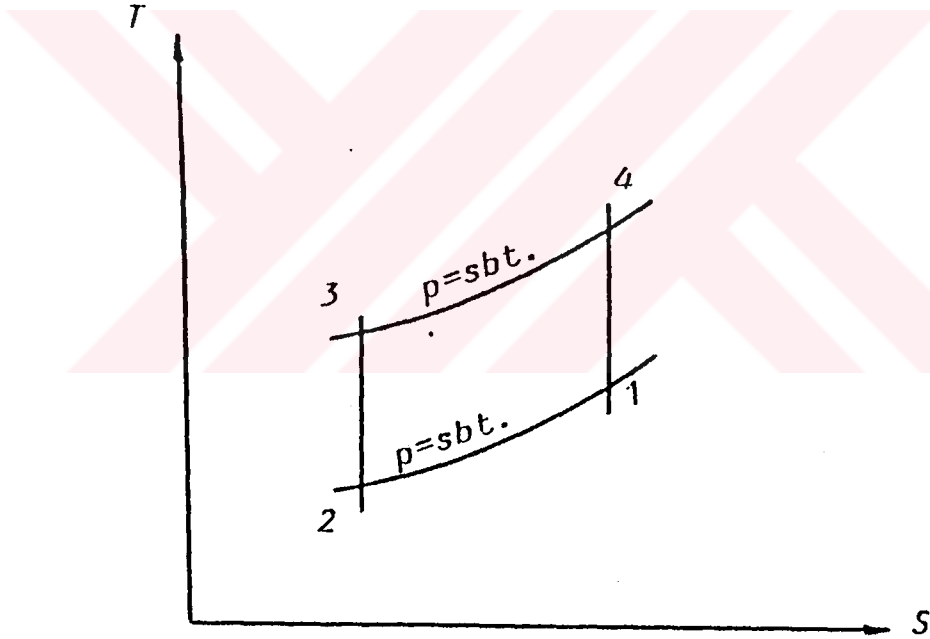
- 1-2 Çevre şartlarında yoğuşma basıncına kadar izentropik sıkıştırma,
- 2-3 Sabit basınçta ısı vererek yoğuşma,
- 3-4 İzentropik genişleme,
- 4-1 Sabit basınçta ısı alarak buharlaşma.

2.1.3. Yoğuşmayan Gaz İle Çalışan Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

Yoğuşmayan gaz olarak genellikle havanın kullanıldığı bu soğutma çevriminde, soğutucu akışkan tüm sistemde daima gaz halinde kalır ve hiç sıvılaşmaz. Hava soğutma çevrimi açık sistem veya kapalı sistem prensibine göre çalışır.

Sıkıştırılarak soğutulmuş gazın (hava), iş yaparak genişlemesi sırasında sıcaklığındaki azalmadan yararlanarak çevrim gerçekleştirilir.

Çevrimin T-S diyagramı Şekil 5'te vermiştir.



Şekil 5. Yoğuşmayan gazla çalışan soğutma çevrimi T-S diyagramı

- 1-2 Sabit basınçta ısı alma
- 2-3 İzentropik genişleme
- 3-4 Sabit basınçta ısı verme
- 4-1 İzentropik sıkıştırma

2.1.4. Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

Absorpsiyonlu soğutma çevrimleri, hemen hemen buhar sıkıştırımlı çevrimlere benzerler. Buhar sıkıştırımlı sistemlerde; evaporatör, kondenser, kompresör ve genişleme valfi vardır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ise kompresörün yerini; absorber, generatör, eriyik pompası ve genişleme valfi almıştır. Buhar sıkıştırımlı çevrimdeki mekanik işlem, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde fizikokimyasal işlemler tarafından gerçekleştirilmektedir. (Şekil 12, Şekil 13).

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde iki farklı akışkan dolaşır. Bunlardan birisi soğutucu akışkan, diğeri ise absorbent akışkandır. Soğutucu akışkan, soğutma sisteminin her tarafında dolaşır. Yutucu akışkan ise sadece generatör, absorber ve ısı değiştiricisi arasında dolaşır. Absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde soğutucu akışkan, evaporatörde buharlaşarak soğutma yükünün ortamdaki çekilmesini sağlar. Absorbent akışkan ise, çevrimin belirli bir kısmında soğutucu akışkanı taşır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin başlıca elemanları; generatör, kondenser, evaporatör, absorber, sıvı-sıvı ısı değiştiricileri, sirkülasyon pompası ve genişleme valfleridir (Şekil 12).

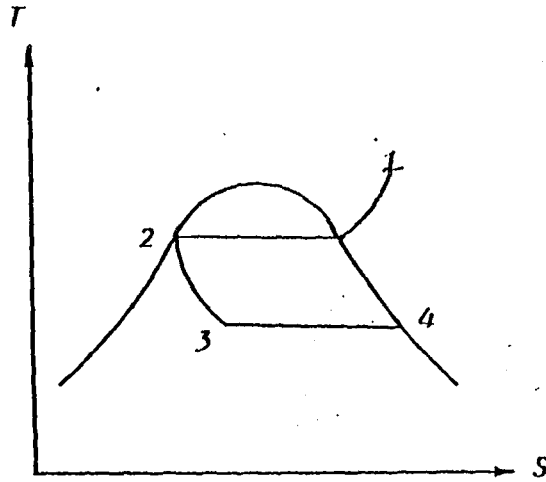
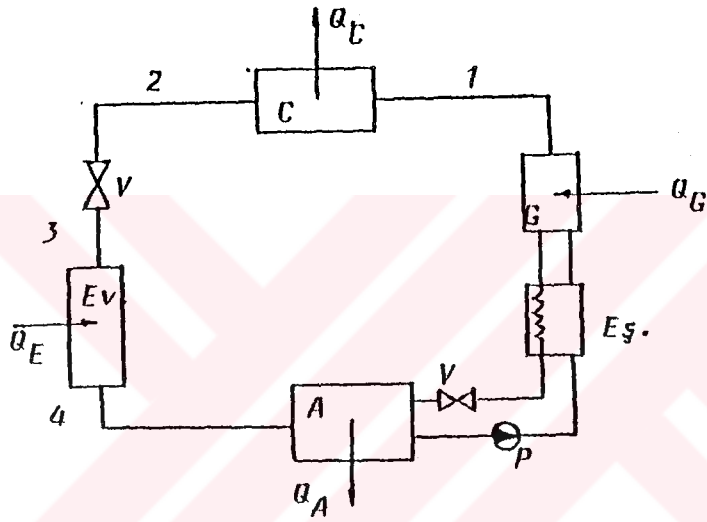
Genellikle sıvı absorpsiyon soğutma sistemlerinin çalışma maddesi olarak $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ve $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ ikilileri kullanılmaktadır. Sistemin yapısı diğeri soğutma sistemlerine göre daha karmaşık ve soğutma tesir katsayısı küçüktür. Ancak atık enerjilerin değerlendirilmesi söz konusu olduğu zaman en uygun sistemdir. Diğeri sistemlerde yoğuşma işlemi bir kompresörle sıkıştırılarak yapılmasına rağmen, absorpsiyonlu sistemlerde su molekülleri ile NH_3 veya LiBr molekülleri arasındaki çekme kuvvetleri ile yapılmaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri, bazı sıvıların bazı gazlara karşı olan absorplama kabiliyetinden faydalanarak geliştirilmiştir.

2.2. Absorpsiyonlu Soğutucuların Prensipleri

Bu soğutma tekniğinde, buharlaşan soğutucu madde olarak, bir eriyik gazı ve soğutucu maddeyi yeniden elde etmek ve kullanmak için uygun bir çözücü kullanılmaktadır. Soğutucu madde, soğutucuda veya evaporatörde buharlaştırılır ve

absorbe edicideki çözücü sıvıda çözüdür. Absorbe edicide açığa çıkan çözeltilerin ısı, uygun bir madde ile uzaklaştırılır. Absorbe edicide üretilen zengin çözelti (absorbe edilen), soğutucu maddenin yeniden elde edildiği kısımda ısı uygulanarak ayrıştırılır. Soğutucu madde kaynatılır. Böylece, oluşan zayıf çözelti, absorbere tekrar gönderilir. Ayrılan soğutucu buharı yoğuşturulur ve sıvı halde evaporatöre gönderilir ve çevrim bu şekilde tamamlanır.



Şekil 6. Absorpsiyonlu soğutma devresi ve soğutucu akışkanın T-S diyagramı

2.3. Sistemin Yapı Elemanları

Deney düzeneğinin genel görünümü fotoğraf 1'de verilmiştir. Sistemi oluşturan generatör, kondenser, evaporatör, absorber ve ısı değiştirgeçleri aşağıda detaylı olarak açıklanmıştır.



Fotoğraf 1. Deney düzeneğinin genel görünümü

2.3.1. Generatör (Ayrırcı)

İç içe geçmiş iki borudan oluşmaktadır. İç kısımdaki boru içerisinde LiBr ve H_2O karışımı bulunmaktadır. Bu karışım jeotermal suyun ısı ile kaynatılır ve soğutucu akışkanın buharlaşarak basınçlı gaz haline geçmesi sağlanır. Generatörden ayrılan soğutucu buharı, fotoğraf 1'de görülen üst kısımdaki borudan geçerek kondensere gelir. Generatörde, jeotermal sudan karışma ısı geçtiği gibi, çevreye de bir miktar ısı geçişi olmaktadır. Çevreye olan bu ısı geçişi ihmal edilmiştir. Fotoğraf 2'de generatörün görünümü verilmiştir.



Fotoğraf 2. Deneý düzeneğinde generatörün görünümü

2.3.2. Kondenser (Yoğuşturucu)

Generatörde elde edilen basınçlı soğutucu buharının yoğuşturulduğu boru demetidir. Bu yoğuşma esnasında açığa çıkan ısı, kondenser boruları arasından havanın çapraz olarak üflenmesiyle uzaklaştırılır ve böylece soğutucu akışkanın sıvı hale geçmesi sağlanır. Deneýde kullanılan kondenser bakır borulu kanatlı tipte seçilmiştir.

Kondenserler, kompresörden kızgın buhar olarak basılan soğutucu akışkanın kızgınlığının alındığı, yoğuşturulduğu ve aşırı soğutma halinde de aşırı soğutulduğu ısı değiştirgeçleridir.

Fotoğraf 3'te kondenser ve fanların görünümü verilmiştir.

Fotoğraf 3. Deney düzeneği üzerinde kondenserin görünümü

2.3.3. Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Sıvı haldeki soğutucu akışkanın buharlaştırıldığı boru demetidir. Evaporatör borularının içerisinde basınç düşük olmaktadır. Bu sebeple sıvı haldeki soğutucu, çevresinden ısı alarak gaz haline geçer. Evaporatördeki basıncın kontrol altında tutulmasını genişleme valfi sağlar. Fotoğraf 4'ten de görüldüğü üzere evaporatör 50cm×50cm×60cm ebatlarında yalıtılmış plastik bir kabin içerisine yerleştirilmiştir. Soğutmanın yapıldığı bölge, kabin içerisindeki havanın hacmi olarak dşnlmştir. Evaporatörde kondenser gibi, piyasadan sisteme uygun olabilecek ebatta seçilmiştir.



Fotoğraf 4. Yalıtılmış kabin içerisine yerleştirilmiş evaporatörün görünümü

2.3.4. Absorber (Soğurucu)

LiBr'nin suda çözünmesini sağlayan haznedir. Soğutucu akışkan evaporatörde soğutma yaptıktan sonra absorbere gelir. Burada çözünmeyi kolaylaştırmak için bir sirkülasyon pompası yardımıyla sürekli olarak çözelti püskürtülür. Deney düzeneğinde kullanılan absorberden absorpsiyon esnasında dışarı atılan ısımm direkt olarak çevreye verildiği düşünüldüğünden laboratuvar koşullarında absorber cidarı geniş tutulmuştur. Fotoğraf 5'ten de görüldüğü üzere absorberin sağ tarafında bulunan sirkülasyon pompası, daha önce hazırlanmış %44'lük çözeltiyi absorber içerisine sürekli olarak püskürtmekte ve böylece absorpsiyon olayı kolaylaştırılmaktadır.



Fotoğraf 5. Deney düzeneği üzerinde absorberin görünümü

2.3.5. Eşanjörler (Isı Değiştirgeçleri)

Absorberde bulunan fakir karışım, devreyi tamamlamak için bir pompa vasıtasıyla tekrar generatöre gönderilir. Generatörden de sürekli olarak absorbere zengin karışım gönderilir. Generatörden absorbere gitmekte olan zengin karışımın ısı fazladır. Eşanjörde bu iki karışıma ısı alışverişi yaptırılır.

Evaporatör ile kondenser arasındaki soğutucu eşanjöründe doymuş sıvı haldeki soğutucu akışkan eşanjörden geçerken soğumuş halde çıkar ve doymuş soğutucu buharında eşanjörden geçerken ısınmış olarak çıkar. Kondenserden gelen sıvı haldeki soğutucu akışkanın ısı soğutucu ısı değiştirgecinde almır (Fotoğraf 7). Böylece, gizli buharlaşma ısı artırırlarak sistemin performansında bir artış sağlanmış olur.

Fotoğraf 8'de ise sistemin kontrol paneli gösterilmiştir. Bir şalter vasıtasıyla sistem devreye alınmakta, açma-kapama anahtarlarıyla çözelti, sirkülasyon pompaları ve fanlar çalışmaktadır. Generatör, absorber, kondenser ve evaporatördeki sıcaklık değerleri ise kalibre edilmiş dijital termometrelerle okunmaktadır.



Fotoğraf 6. Absorber ve generatör arasındaki eşanjörün görünümü



Fotoğraf 7. Kondenser ve evaporatör arasındaki soğutucu eşanjörün görünümü

Fotoğraf 8. Sistemin kontrol panelinin görünümü

2.4. Jeotermal Enerji Kaynaklı Kapalı Çevrimli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi

2.4.1. Jeotermal Enerji

Jeotermal enerji yer kabuğunun çeşitli derinliklerinde birikmiş basınç altındaki sıcak su, buhar, gaz veya sıcak kuru kayaların içerisindeki ısı enerjisidir. Bir başka yaklaşımla yerkürenin ısıdır. Yerkürenin merkezi çok sıcak olduğundan, ısı yüzeye doğru akmakta ve dolayısıyla yüzeyden derine doğru inildikçe sıcaklık artmaktadır (Tırs, 1989). Yeraltındaki değişik termal rejimler sonucu, jeotermal kaynak tipleri oluşmuştur.

Bu enerji türünün genel avantajlarından en önemlileri, yenilenebilir olması, diğer enerji kaynaklarına kıyasla çok ucuz elde edilmesi, gerekli teknoloji düzeyinin çok yüksek olmaması, aynı anda yararlanma olanağının bulunması ve çevre kirliliğine neden olmamasıdır.

Akışkan sıcaklıklarına göre kullanım alanlarının başlıcaları şunlardır.

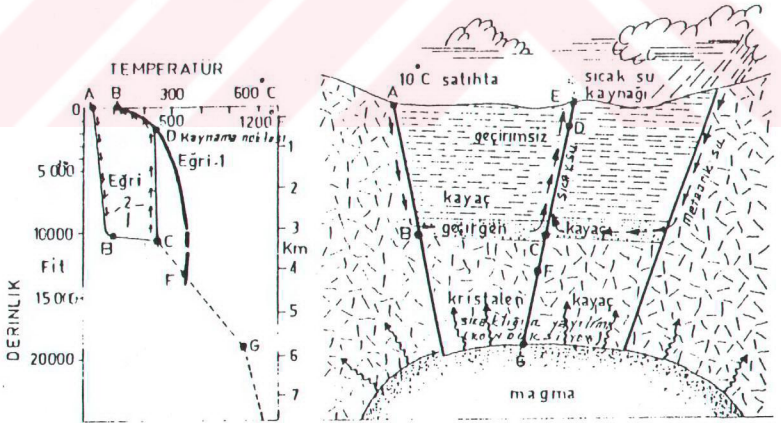
1. Isı enerjisinin elektrik enerjisine dönüşüm şartlarında
2. Direkt olarak ısı enerjisinden ısıtma ve kurutmada yararlanarak şeker, kağıt tekstil, bira, ilaç, kaseve, deri, süt, orman ürünleri gibi endüstrinin çeşitli dallarında

3. Seraları, binaları, semtleri ve kentleri merkezi sistemle ısıtma veya soğutmada (air- conditioning)

4. Kimyasal tuzlar, tatlı su CO₂ buzu, asit, gübre vb. kimyasal maddelerin elde edilmesinde

5. Kaplıca yüzme havuzu ve diğer termal turistik tesislerde kullanılmaktadır.

Bugün jeotermal enerji kullanımı sonucunda; fosil yakıt tüketimi ve bunların kullanımından doğan sera etkisi ve asit yağmuru gazlarının atmosfere atılışından dolayı meydana gelen zararlı etkiler azaltılmaktadır. Daha da önemlisi var olan enerjinin yerine kullanılabilmesiyle diğer enerji çeşitlerine olan ihtiyaç azalmıştır. Şekil 7'de sıcak su jeotermal sistemin şematik modeli, Şekil 8'de ise jeotermal saha modeli gösterilmiştir.

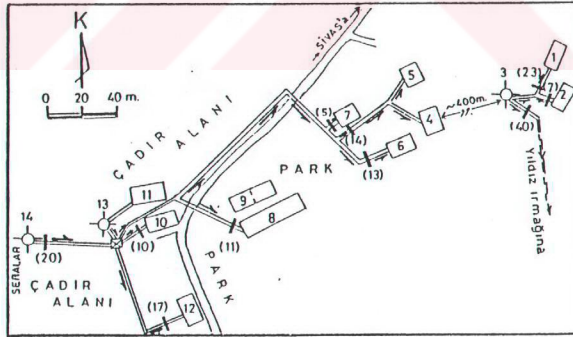


Şekil 7. Sıcak su jeotermal sistemin şematik modeli (Tiris, 1989)

Yıl boyu kullanım özelliğine sahip, etkinlik ve ekonomik açıdan çekici olan jeotermal enerji, belli iklim koşulları için açık çevrimli absorpsiyonlu soğutma uygulamalarında geniş potansiyele sahiptir.

2.4.2. Jeotermal Kaynak

Türkiye jeotermal kaynak zenginliğinde dünyanın 7. ülkesi konumundadır. Sıcaklığı 40°C'yi geçen 140 adet jeotermal alan mevcuttur. Bunlardan biride Sivas Sıcakçermik jeotermal alanıdır. Jeotermal enerji çevre dostu olup, kendi öz kaynağıımızdan jeotermal merkezi ısıtma yatırımları birer karlılık ve çevre kirliliğini önleyen, çevre dostu yatırımlardır. Sıcak çermik jeotermal alanında 50-55°C sıcaklığında 550lt/sn debi civarında jeotermal akışkan mevcuttur. Bu debi fiili olarak elde edilen debidir. Sivas'ta, 50-60°C jeotermal sıcaklık ile taban ve fan-coil ısıtması yapmak veya ısı pompası ile her an iklimlendirme yapmak mümkündür. Şekil 9'da Sıcakçermik alanındaki mevcut sıcak su kaynakları ve su dağıtım şebekesi gösterilmiştir.



Şekil 9. Sıcakçermik alanındaki mevcut sıcak su kaynakları (sondaj kuyuları) ve su dağıtım şebekesi (Kaçaroğlu, 1994)

Şekle göre 1 ve 2 MTA kampı, 3 MTA sondaj kuyusu, 4 ve 5 açık havuzlar, 6 kapalı büyük havuz, 8 A ve B banyoları, 9 C banyosu ve umumi tuvalet, 10 D ve E banyoları, 11 yeni otel, 12 F ve G banyoları, 13 sondaj kuyusu, 14 sondaj kuyusu, 17 debi ölçüm noktası.

2.4.3. Jeotermal Su Kaynakları

Jeotermal enerji oluşumu; ısıtıcı, hazne kuyu, örtü kaya ve beslenme öğelerinin bulunmasına bağlıdır. Isı kaynağı ya genç bir volkanizmayla veya genç tektonik etkinlikle oluşabilir. Meteorik sular, birbiriyle ilişkili olan kırıklarda dolaşmaktadır. Bu suların jeotermik gradyan ve olası mağma yaklaşımından ve bunlardan kaçan mağmatik emanasyonlar yardımıyla ısındığı sanılmaktadır.

Jeotermal alanın potansiyeli; alanın su bütünlemesiyle doğru orantılıdır. Bunun için beslenme yollarının, yerlerinin ve kökeninin iyi bilinmesi gerekir. Beslenme çoğunlukla bu alana düşen meteorik suların ve havzaya gelen yerüstü ve yeraltı sularının toplamıdır. Yapılan sıcak su analizlerine göre çok az jurvenil su katkısı belirlenmektedir.

Sıcak su kaynakları üç sahada toplanmaktadır.

a- Sıcakçermik kaynakları: Bu alanda iki adet kaynak ve üç adet sondaj bulunmaktadır. Kaynakların sıcaklığı 29-33°C arasında değişmektedir. Toplam debileri 2lt/sn dir. Kireçlendirici özelliktedir.

b- Sarıkaya kaynakları: Sarıkaya mevkiinde üç adet kaynak bulunmaktadır. Sıcaklıkları 30-33°C arasındadır. Toplam debileri 2.5lt/sn dir. Kaynakların çıktığı alan travertenlerle kaplıdır. Kimyasal analiz sonuçlarına göre kireçlendirici özelliktedir.

c- Delikaya kaynakları: 6 adet kaynak tesbit edilmiş olup sıcaklıkları 25-35°C arasındadır. Toplam debileri 3lt/sn olup kireçlendirici özelliktedir.

Sıcakçermik, Delikaya, Sarıkaya mekiinde kaynakların analiz sonuçları Tablo 2'de toplu olarak değerlendirildiğinde aynı orjinli, katyonlarına göre Ca, Mg, Na anyonlarına göre HCO₃'li özellikte oldukları tesbit edilmiştir.

Bugüne kadar inceleme alanı içinde üç adet sondaj yapılmıştır. 1976 yılında MTA tarafından Sıcakçermik-1 sondajı 240.70m derinliğe indirilmiş 158-209m derinliklerde 46.5°C ve 45lt/sn debili sıcak akışkan elde edilmiştir. 1986 yılında DSİ tarafından yeni bir sondaj kuyusu (DSİ-I) 172m derinlikte 60°C sıcaklıkta sıcak akışkan üretilmiştir. 1987 yılında yine DSİ tarafından yapılan sondajda (DSİ-II) 184m derinliğe inilmiştir. 178m derinlikte ilk sıcak su çıkışı ile karşılaşılması 184m'de blow-out'a geçilmiştir. Uzun süre kontrol altına alınmayan kuyu daha sonra olası 130- 150m'ye kadar teçhiz edilmiş buradan 60°C sıcaklık ve 417lt/sn debili sıcak akışkan verilmiştir.

2.4.4. Jeotermal Suyun Kimyasal Özellikleri

Sıcakçermik sahasındaki termal suların kimyasal özelliklerini incelemek amacıyla 1949 yılından günümüze kadar bazı araştırmacılar (Çağlar, 1961; Ergin 1992) tarafından ölçüm ve analizler yapılmıştır. Eski çalışmalara ait analizler Tablo'2de verilmiştir. tablodaki 1,2,3 nolu analizler Çağlar (1961)'den, 4 nolu analiz İ.Ü.(1976)'dan, 5,6,7 nolu analizler Ergin (1992)'den alınmıştır.

Su sıcaklığı eski kaynaklarda 42-45°C arasında değişmektedir. 1976-1987 yılları arasında açılan sondaj kuyularında ise sıcaklık 46-49°C arasında ölçülmüştür. Bogomolov (1955) sınıflamasına göre sıcakçermik suları “çok sıcak su” sınıfına girmektedir.

Sıcakçermik sularında pH 6.50-7.52 , elektriksel iletkenlik (EC) 2000-3250 μ S/cm., toplam sertlik 62.5-94.5FS° arasında ölçülmüştür. Ergin (1992) tarafından yapılan ölçümlerde pH değerleri 7.32-7.52 arasındadır. Bu yüksek değerler ölçümlerin laboratuvarında yapılmasından kaynaklanmaktadır. pH değerlerine göre inceleme alanındaki sıcak sular asidik karakterdedir. Sıcakçermik suları 1gr/l'den fazla çözülmüş madde içermekte olup Uluslararası Tıbbi Hidroloji Derneği sınıflamasına göre (Şimşek, 1993) A grubu sulardan bikarbonatlı sular sınıfında yer alırlar. Söz konusu sular radyoaktivite açısından zayıf radyoaktiviteye sahip sulardır.

1949 ve 1974 yıllarındaki analizlere göre kaynak suları sodyum bikarbonatlı tipte sulardır. 1992 ve 1994 yıllarında halen kullanılmakta olan sondaj kuyularının

sularında yapılan analizlere göre, sularda hakim olarak bulunan iyonlar Mg, Ca, Na ve HCO₃ olup, bu sular magnezyum-kalsiyum-sodyum bikarbonatlı (karışık tip) tipte sulardır. Tablo 2’de Sıcakçermik sularının kimyasal analiz sonuçları verilmiştir.

Sıcakçermik suları, analiz sonuçlarında görüldüğü gibi (Tablo 2) Ca, Mg, HCO₃ iyonları ve CO₂ gazı yönünden zengin sulardır. CO₂ gazı karbonatların suda çözünürlüğünde önemli rol oynar. CO₂’nin çözünürlüğü pH, sıcaklık basınç gibi faktörler tarafından kontrol edilir. Yeraltı sularında CO₂ çözünmesi basınçla doğru, sıcaklıkla ters orantılıdır (Hem, 1985) Sıcaksuyun yeryüzüne çıkması ve basıncını kaybetmesi sonucu CO₂ sudan ayrılmaktadır.

Tablo 1. Sıcakçermik Sularının Kimyasal Analiz Sonuçları

No	Suyun Adı	Örnekleme Tarihi	T (°C)	pH	EC 25°C'de (µs/cm)	Na ⁺ (mg/l)	K ⁺ (mg/l)	Ca ⁺⁺ (mg/l)	Mg ⁺⁺ (mg/l)	CO ₃ ²⁻ (mg/l)	HCO ₃ ⁻ (mg/l)	Cl ⁻ (mg/l)	SO ₄ ²⁻ (mg/l)	Top. Sertlik (FS°)	O ₂ (mg/l)	CO ₂ (mg/l)	NH ₄ (mg/l)	NO ₃ (mg/l)
1	Büyük Çermik (Erkekler Hanımı)	19.08.1949	45	6.80		859.5	7.0	75.6	157.7	0.0	1108.0	285.6	1288	84.3		762.0		2.3
2	Küçük Çermik (Kadınlar Hanımı)	14.07.1949	45	6.80		321.8	14.0	73.4	214.3	0.0	1683.0	223.1	50.0	92.3		730.0		2.0
3	Banyolu	14.07.1949	45	6.80		462.0	21.0	74.5	157.9	0.0	1744.0	228.5	36.3	84.0		748.0		2.0
4	Otel Kuyusu	03.08.1974	42	6.30	3130	264.4	5.6	208.4	73.9	0.0	1473.0	205.3	115.0	82.5	9.3	178.6	0.05	
5	SC 1 Kuyusu	1992	46	7.32	2000	213.0	40.0	121.0	94.0	0.0	1074.0	214.0	72.0	69.0				0.3
6	SC 2 Kuyusu	1992	49	7.32	2200	210.0	40.0	178.0	83.0	0.0	1220.0	215.0	63.0	78.7				0.2
7	SC 3 Kuyusu	1992	49	7.46	2100	240.0	44.0	125.0	76.0	0.0	1031.0	237.0	69.0	62.3				3.2
8	SC 1 Kuyusu (Belediye Kuyusu)	30.06.1994	47	6.72	3020	209.3	34.8	230.0	78.2	0.0	1270.0	208.0	125.0	94.3	2.0	440.0	< 0.3	0.22
9	SC 2 Kuyusu (Belediye Kuyusu)	30.06.1994	46	6.62	2990	212.0	33.9	233.0	72.0	0.0	1285.0	200.0	105.0	88.2	1.15	380.0	< 0.3	0.22
10	SC 3 Kuyusu (MTA Test Kuyusu)	30.06.1994	47	6.61	3250	246.0	41.0	236.0	81.0	0.0	1350.0	168.0	143.0	92.3	1.0	600.0	< 0.3	0.22

No	Suyun Adı	Örnekleme Tarihi	Fe (mg/l)	Al (mg/l)	Mn (mg/l)	Zn (mg/l)	Cu (mg/l)	Pb (mg/l)	Cd (mg/l)	I ⁻ (mg/l)	Br ⁻ (mg/l)	F ⁻ (mg/l)	HPO ₄ ²⁻ (mg/l)	HAsO ₄ ²⁻ (mg/l)	H ₂ SiO ₃ (mg/l)	HBO ₂ (mg/l)
1	Büyük Çermik (Erkekler Hanımı)	19.08.1949	0.575							0.05	109.6			0.2	27.2	
2	Küçük Çermik (Kadınlar Hanımı)	14.07.1949	3.78							0.126	79.1			0.14	19.1	
3	Banyolu	14.07.1949	6.16							0.126	116.3		0.202	1.4	30.6	
4	Otel Kuyusu	03.08.1974	0.83	0.275	0.05					1.40	2.9			0.04	85.3	6.91
5	SC 1 Kuyusu	1992								0.5	2.2					
6	SC 2 Kuyusu	1992								0.0	2.4					
7	SC 3 Kuyusu	1992								0.0	2.4					
8	SC 1 Kuyusu (Belediye Kuyusu)	30.06.1994	0.21	0.0	0.08	0.13	0.03	0.03	0.04							
9	SC 2 Kuyusu (Belediye Kuyusu)	30.06.1994	0.18	0.0	0.08	0.07	0.03	0.0	0.04							
10	SC 3 Kuyusu (MTA Test Kuyusu)	30.06.1994	1.00	0.0	0.07	0.16	0.03	0.09	0.08							

No	Suyun Adı	Örnekleme Tarihi	Radonaktifite (Bq/l)	Top. alfa akt. (pCi/l)	Top. beta akt. (pCi/l)	Radon (Rn ²²²) (pCi/l)	Radon (Rn ²²⁶) (pCi/l)	Uranyum (U ²³⁸) (µg/l)
1	Büyük Çermik (Erkekler Hanımı)	19.08.1949	6.3					
2	Küçük Çermik (Kadınlar Hanımı)	14.07.1949	6.0					
3	Banyolu	14.07.1949	6.0					
4	Otel Kuyusu	03.08.1974		37.3	70.5	391	21.3	0.174

CO₂'nin sudan ayrılması sonucu suda bulunan Ca ve HCO₃ iyonları CaCO₃ halinde çökmekte ve sıcaksu çıkış bölgelerinde travertenler oluşturmaktadır. Travertenler Sıcakçermik civarında geniş alanlar kaplamakta ve oluşumu bugünde devam etmektedir. Sıcaksuların yeryüzüne çıkışından sonra CaCO₃ çökelişi ve traverten oluşumu Sıcakçermik'teki su dağıtım kanallarında ve sondaj kuyularının teçhiz borularında gözlenebilmektedir.

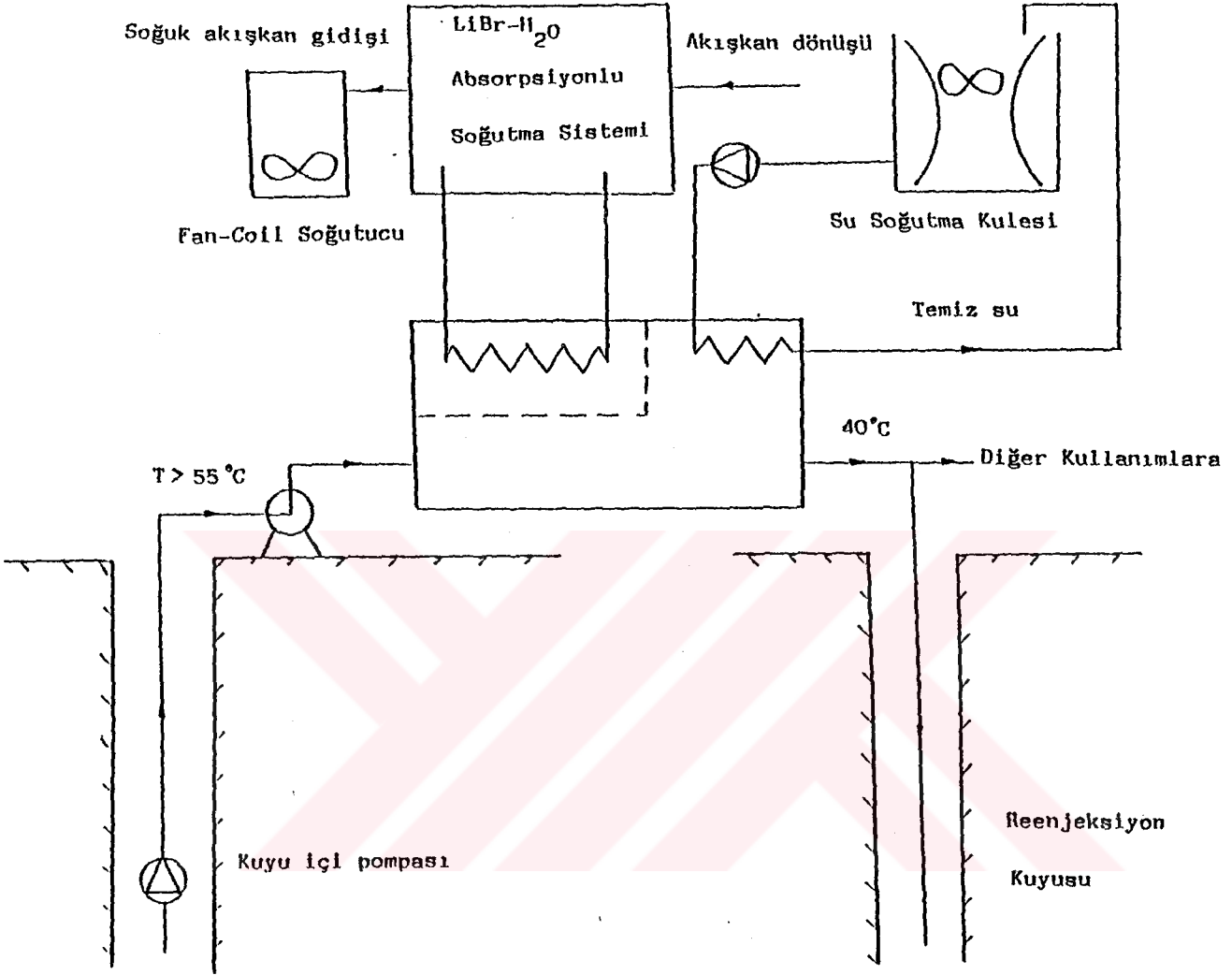
2.4.5. Sıcakçermik Termal Suyunun Kullanımı

Sıcakçermik termal suyu, Sivas belediyesi tarafından işletilen kaplıca tesislerinde ve MTA'nın dinlenme tesislerinde kullanılmaktadır. Belediye kaplıca tesislerinde dört otel, kabinli banyolar, iki kapalı ve iki açık havuz ve diğer sosyal tesisler bulunmaktadır.

Sıcakçermik suyu litresinde yaklaşık 2.5gr. çözülmüş madde içeren 46-47°C sıcaklıkta, Mg-Ca-Na bikarbonatlı sudur. İ.Ü. (1976) suyun dıştan uygulanmasında sedatif etkilerinden faydalandığını, ayrıca içmece tarzında kullanıldığında karaciğer, safrakesesi, mide-bağırsak üzerinde ve metabolizma hastalıklarında olumlu etkilerinin görüldüğünü belirtmektedir.

Yukarıda açıklanan özelliklere göre üretilen sıcaksuyun tamamı kaplıcalarda kullanılmaktadır. Ayrıca Sivas belediyesi tarafından yeni kurulan 75m×6m×4m ebatlı 4 adet seranın ısıtılma amaçlı kullanımına da başlanmıştır.

Yaz aylarında ortalama 10000 kişilik bir yerleşim birimi haline gelen Sıcakçermikte 4 adet otel olup, toplam 130 oda bulunmaktadır. Ayrıca çadır alanında yaklaşık 1500-2000 çadır kurulmaktadır. Kaplıca amaçlı kurulan Sıcakçermik tesislerinde jeotermal su sadece havuz ve banyolara gönderilerek yararlanılmakta daha sonra Yıldız Irmağı'na atılmaktadır Sistemi verimli hale dönüştürmek amacıyla son açılan kuyu içerisine eşanjör daldırılarak, reenjeksiyonlu sistemle otelin yerden ısıtma işlemi gerçekleştirilmiştir. Şekil 10'da Jeotermal suyun kuyu sistemi gösterilmiştir.



Şekil 10. Jeotermal suyun kuyu sistemi

Aynı kuyudan ve eşanjörden yararlanarak, deney düzeneğini kurduğumuz LiBr-H₂O çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemini çalıştırmayı amaçladık. Şekil 11'de Sıcakçermik alanı kuyubaşı sistem detayı gösterilmiştir.

Yaz aylarında hava sıcaklığının 30-36°C civarında ve kurak olması dolayısıyla sosyal tesislerde ve otellerde ayrıca soğutma ve iklimlendirmeye olan ihtiyacı karşılamak amacıyla sistem tasarlanmıştır.

2.4.6. Sıcakçermik Termal Suyunun Problemleri

Jeotermal sular bileşimlerinin ve asiditelerinin bir fonksiyonu olarak genellikle CaCO_3 ve bazen de SiO_2 kabuklaşması yapabilirler. Bu kabuklaşma sondaj boruları içerisinde olabildiği gibi seperatör ve iletme borularıyla vanalarda da olabilecektir. Bunun önüne geçebilmek için basınç ve ısı değişikliği yapmak suretiyle çökelebilen tuzlar kısmen ve tamamen tutulur veya ısı eşanjörleri kullanarak ısı enerjisi çökelim vermeyecek temiz sulara aktarılır.

Bazı jeotermal akışkanlarda ise yukarıda belirtilenin tam aksine olarak aşındırıcı olabilirler. Yani betonu, metalleri, harçları vs aşındırabilirler. Sıcakçermik suyu bu özellikte değildir.

Ayrıca jeotermal akışkanın kuyu başından kullanım yerlerine kadar iletilen borularda ısı yalıtımı gereklidir. Taşınım hattının atmosfere açık olmadığı borularla, toprak altında asbestli çimento boru kılıfı içinde taşınmalıdır.

2.5. Jeotermal Enerji Kaynaklı LiBr Soğuruculu H_2O Soğutuculu

Absorpsiyonlu Isı Pompası

Dış enerji kaynağı olarak her türlü ısı enerjisini kullanabilen ısı pompaları, ısıtma ve soğutma yapmak için kullanılabilirler. Bu çalışma soğutma amaçlı olup, dış enerji kaynağı olarak jeotermal enerjiden faydalanılmıştır. Sistemde soğutucu akışkan olarak su, soğurucu olarak ise LiBr karışımı kullanılmıştır.

Isı pompaları iki farklı enerji kaynağı arasında çalışan ve düşük sıcaklıktaki enerji kaynağından ısı çekip, yüksek sıcaklıktaki enerji kaynağına ısı veren ve termodinamiğin ikinci kanununa göre bu işlemi yapabilmek için dışarıdan enerji alan sistemlerdir. Yapılan bu çalışmada, jeotermal enerji dış enerji kaynağı olarak kullanılmıştır. Isı pompası bir ortamdan ısı çekmek için kullanılırsa soğutma makinası, ortama ısı vermek için dizayn edilirse ısı pompası ismini alır.

Isı pompaları, genel olarak buhar sıkıştırılmalı su buharı püskürtmeli ve absorpsiyonlu olmak üzere üç tiptir. Absorpsiyonlu soğutma makinası (veya ısı pompası), açık veya kapalı çevrimli olmak üzere ikiye ayrılırlar. Bu çalışmada incelenecek olan, jeotermal enerji kaynaklı absorpsiyonlu soğutma makinası (veya

ısı pompası), kapalı çevrimli bir sistemdir. Açık çevrimli absorpsiyonlu soğutma çevrimleri sadece iklimlendirme işlemlerinde ve küçük yükler için kullanılırlar. Kapalı çevrimli sistemler ise, her türlü soğutma işlemi için ve istenilen büyüklükte dizayn edilebilirler.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibi kısaca şöyledir. Absorberden çıkıp bir pompa vasıtasıyla ısı değiştiricisinden geçerek ısınan LiBr bakımından fakir eriyik generatöre gelir. Burada jeotermal su vasıtasıyla verilen ısıyla, soğutucu akışkan buharının tamamı buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak generatörü terk eden soğutucu buharı, kondensere girer. Generatörde, eriyik içinden soğutucu buharının ayrılmasıyla LiBr bakımından zenginleşen eriyik (zengin eriyik) ısı değiştiricisinden geçip, fakir eriyiğe ısı verdikten sonra valften geçerek absorbere geri döner. Generatörde jeotermal su ile ısı alışverişi yaparak buharlaşan ve kondensere giren soğutucu buharı, burada yoğunlaşarak dışarıya ısı atar. Yoğuşma basıncı, izafi olarak buharlaşma basıncından büyüktür. Her iki basınç mutlak olarak atmosfer basıncının altındadır. Basınç kayıpları düşünülmezse; generatör, kondenser basıncında, absorber ise evaporatör basıncındadır. Kondenserden tamamen yoğunlaşmış olarak çıkan soğutucu akışkan izafi olarak düşük basınçta çalışan evaporatöre girmeden önce bir ısı değiştiricisinden, daha sonrada bir valften geçirilir. Evaporatöre kısılarak giren soğutucu akışkan, burada buharlaşarak gerekli soğutma yükünü ortamdan çeker. Evaporatörden çıkan soğutucu buharı, ısı değiştiricisinden geçerek absorbere girer. Absorberde, ısı değiştiricisinden geçip ısı verdikten sonra valften absorber basıncına kısılan zengin eriyik, evaporatörden gelen soğutucu buharını absorbe eder. İşlem esnasında ısı açığa çıkar. Yutma işleminin iyi bir şekilde gerçekleşmesi için, açığa çıkan ısının absorberden atılması gerekir. Absorber içinde tekrar fakir hale gelen eriyik (fakir eriyik), bir pompa vasıtasıyla tekrar generatöre gönderilir.

Sistemde, ısı kayıplarını azaltmak için, absorberden generatöre gönderilen fakir eriyik, generatörden dönen zengin eriyik tarafından ısı değiştiricisinden geçerken ısıtılır. Pompaya verilen küçük bir enerji haricinde absorpsiyonlu soğutma

sisteminin çalışması için dışarıdan bir mekanik enerjiye ihtiyaç yoktur. Jeotermal olarak elde edilen sıcak su vasıtasıyla generatöre verilen ısı sistemi çalıştırır.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde soğutucu akışkan, iki kez buharlaştırılıp, yoğuşturulmaktadır. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminde ise, bu işlem bir kez olur. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemindeki kompresörün yerini, absorpsiyonlu soğutma sisteminde termik kompresör diye adlandırabileceğimiz; eriyik pompası, genişleme valfi, generatör ve absorber almıştır (Şekil 12, Şekil 13).

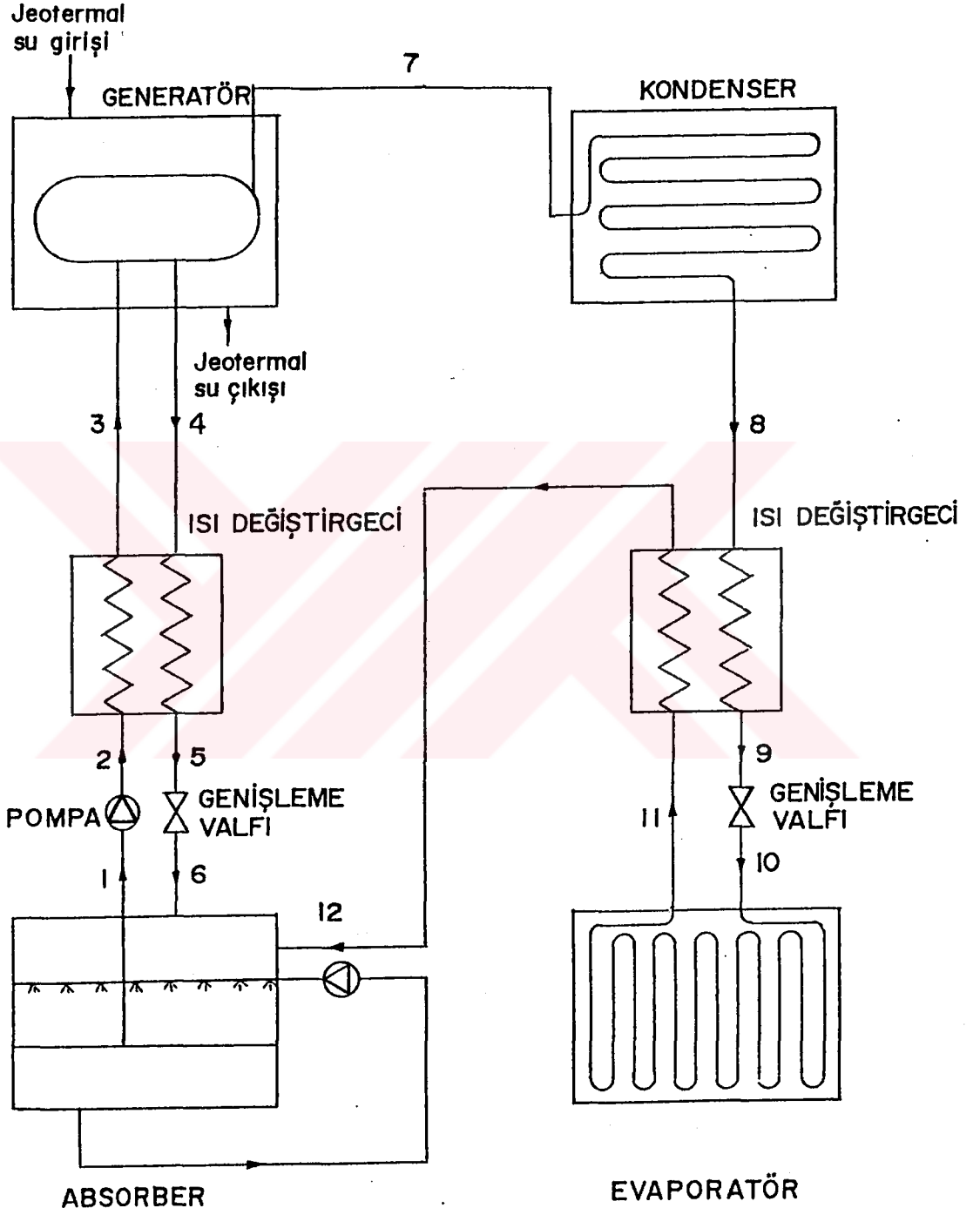
2.6. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemiyle İlgili Daha Önce Yapılan Çalışmalar

19. yüzyılın başlarında, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışkan çiftlerinde tam bir araştırma yapıldığı görülmüştür (Reay ve Macmichael 1988). LiBr -su akışkan çiftinin fiziksel ve termodinamik özellikleri tablo ve diyagramlar halinde yayınlanmıştır (McNelly, 1979). H₂O-LiBr akışkan çiftiyle çalışan, ısı pompası ve soğutma makinası üzerine, son yıllarda oldukça fazla deneysel, teorik ve simülasyon çalışmaları yapılmıştır. H₂O-LiBr akışkan çiftiyle çalışan ısı pompası ve soğutma makinasının termodinamik analizi yapılarak, sonuçlar tablolar ve grafikler halinde verilmiştir (Eisa ve Ark., 1986;..). Kumar ve Devotta (1990), H₂O-LiBr akışkan çiftiyle çalışan soğutma makinasının termodinamik analizini yapmışlardır. Yine Kumar ve arkadaşları (1993), deneysel çalışmalarında absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik özelliklerini bulmuşlar ve grafikler halinde mukayeselerini yapmışlardır. Perez-Blanco (1993) yaptığı çalışmalarda, yüksek verimli soğutma sistemini dizayn ederek soğutma tesir katsayısını, 1.2'den 1.7'ye çıkarmıştır.

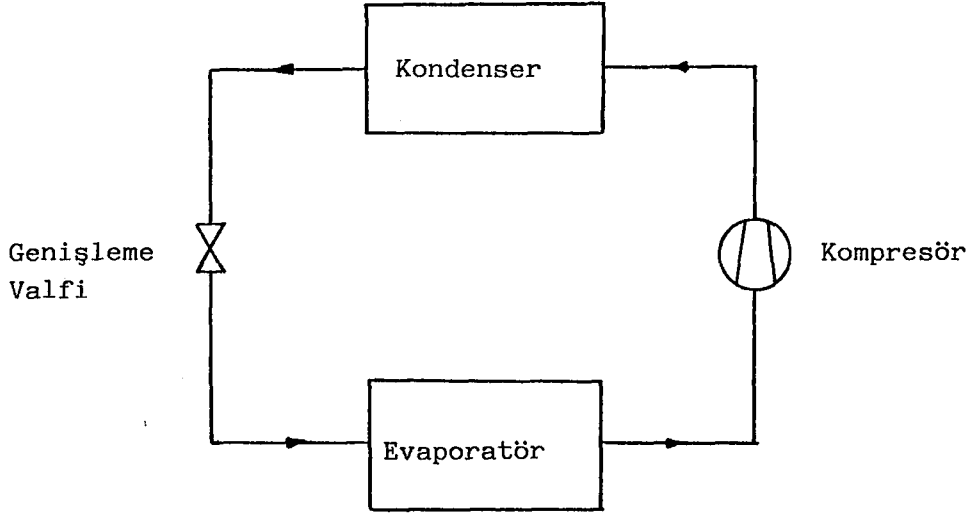
Alvares ve Trepp (1987) absorpsiyonlu soğutma sisteminin matematik modelini yapmışlar, Grossman ve Wilk (1994) ise absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonunu yapmışlardır. Bu çalışmalara ek olarak, absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonu yapıldığı gibi, her bir sistem elemanlarının toplam ısı transfer katsayısı hesaplanmış, sistem boyutlandırılmıştır (Eğrican ve Yiğit 1989). Eğik bir düzlemde laminar ve türbülanslı akış halinde hız profili parabolik alınarak ve her iki yönde sıcaklık değişimleri hesaba katılarak, absorpsiyon olayı

incelenmiş, olayları karakterize eden denklemler çıkarılıp, bu denklemler analitik ve yarı nümerik çözümlerle, sıcaklık ve konsantrasyon dağılımları elde edilmiştir (Grossman, 1981;1984). Absorpsiyon olayı deneysel olarak incelenmiş ve kızıl ötesi ışınlarla ölçmeler yapılarak, kütle ve ısı transfer katsayıları hesaplanmıştır (Yüksel, 1985). Absorpsiyon olayı nümerik olarak incelenip, sıcaklık ve konsantrasyon dağılımlarından yararlanılarak, ısı ve kütle taşınım katsayılarını karakterize eden Nu ve Sh sayıları hesaplanmıştır (Eğrican ve Yiğit, 1987). Yapılan çalışmalarda absorpsiyon yüzdesi ve kütle akış oranına bağlı olarak film uzunluğu tesbit edilmiştir (Andberhg ve Vliet, 1983). Absorpsiyon olayı nümerik olarak çözülmüş ve simülasyonu yapılmıştır (Rie ve Kashivagi 1991). Gerçekleştirilmiş olan bir başka çalışmada da , absorpsiyon olayı deneysel olarak incelenmiş ve simülasyonu yapılmıştır (Cosenza ve Vliet, 1990).

Yazaki firması tarafından üretilen bir soğutma makinasının performans değerleri kullanılarak, bu soğutma makinasının simülasyonu yapılmış ve güneş enerjili olarak düşünülen sistemin enerji ihtiyacının güneşten karşılanan miktarının aylara göre dağılımı elde edilmiştir (Munner ve Uppal 1985). Çift etkili bir soğutma makinasının simülasyonu yapılarak, deneysel sonuçlara uygunluğu ve tek tesirli soğutma makinasına göre avantajları araştırılmıştır (Kaushik ve Chandra, 1985)...



Şekil 12. Absorpsiyonlu ısı pompasının şematik olarak gösterilişi



Şekil 13. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin sematik olarak gösterilişi

3. SİSTEMİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Absorpsiyonlu soğutma sistemi temel olarak; evaporatör, generatör, kondenser ve absorberden ibarettir (Şekil 12). Temel çalışma sıcaklıkları ise kondenser sıcaklığı, generatör sıcaklığı, evaporatör sıcaklığı ve absorber sıcaklıklarıdır. Absorpsiyonlu soğutma sistemini ideal carnot çevrimi olarak düşündüğümüzde, termodinamik kanunlarının temel teşkil ettiği görülür. Termodinamik sistemin analiz edilmesi için termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarının yazılması gerekir.

Genel halde çevrim için, termodinamiğin birinci kanunu;

$$\Delta Q + \Delta W = \Delta U \quad (3.1)$$

şeklinde. Burada; ΔU sistem sınırları içinde iç enerji değişimi, ΔQ toplam ısı girişi ve çıkışı, ΔW toplam iş alış verişidir. Termodinamiğin ikinci kanunu ise;

$$\Delta S = \frac{\Delta Q}{T} + \frac{W_K}{T_0} \quad (3.2)$$

Burada; ΔS sistem sınırları içinde entropi değişimi, T bölge sıcaklığını (eleman sıcaklığını), T_0 çevre sıcaklığını ve W_K kayıp işi göstermektedir.

Bir soğutma sisteminde olay çevrim boyunca gerçekleştiğinde $\Delta U = \Delta S = 0$ olur. Pompaların işi ihmal edilirse ($W_p = 0$), Şekil 12'deki sisteme göre termodinamiğin birinci kanunundan (veya toplam ısı dengesinden) (Kumar ve Devotta, 1990).

$$Q_{cv} + Q_{gc} + Q_{co} + Q_{ab} = 0 \quad (3.3)$$

Yine Şekil 12'ye göre termodinamiğin ikinci kanunundan;

$$\frac{Q_{ev}}{T_{ev}} + \frac{Q_{ge}}{T_{ge}} + \frac{Q_{co}}{T_{co}} + \frac{Q_{ab}}{T_{ab}} + \frac{W_K}{T_0} = 0 \quad (3.4)$$

şeklinde yazılabilir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi, bir ısı makinasıyla bir mekanik buhar sıkıştırma sisteminin birleşimi olarak düşünülebilir. Kondenser ve evaporatörde termodinamiksel olarak tersine çevrilebilir işlemler için kondenser içindeki entropide azalma, evaporatördeki entropi kazancına eşit olacaktır (Eisa ve Ark.,1986;..).

$$\frac{Q_{ev}}{T_{ev}} = \frac{Q_{co}}{T_{co}} \quad (3.5)$$

Şeklinde ifade edilir. İdeal bir çevrim için kayıp işin ($W_K=0$) sıfır olduğu düşünülürse (Kumar ve Devotta, 1990), (3.4) ve (3.5) eşitliklerinden;

$$\frac{Q_{ge}}{T_{ge}} = \frac{Q_{ab}}{T_{ab}} \quad (3.6)$$

sonucu çıkarılır. Sistemin termodinamik olarak mümkün olabilmesi için (3.3) ve (3.4) eşitliklerini sağlamalı ve kayıp işin pozitif değerde olması gerekmektedir.

3.1. Tersinir Absorpsiyonlu Soğutma Çevriminin Soğutma Tesir

Katsayısı

İdeal absorpsiyonlu soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısı (sistemin etkinliği); Generatördeki birim ısı yüküne düşen, evaporatördeki birim ısı yükü şeklinde ifade edilir (Felli,1991; Bong ve Ark., 1994;..).

$$\text{COP} = \frac{Q_{ev}}{Q_{ge} + W_p} \quad (3.7)$$

Tersinir ideal bir çevrim için kayıp işin sıfır olduğu düşünülerek, (3.3) ve (3.4) eşitlikleri yeniden düzenlenirse;

$$1 + \frac{Q_{ev}}{Q_{ge}} + \frac{Q_{co}}{Q_{ge}} + \frac{Q_{ab}}{Q_{ge}} = 0 \quad (3.8)$$

ve

$$1 + \frac{Q_{ev}}{Q_{ge}} \frac{T_{ge}}{T_{ev}} + \frac{Q_{co}}{Q_{ge}} \frac{T_{ge}}{T_{co}} + \frac{Q_{ab}}{Q_{ge}} \frac{T_{ge}}{T_{ab}} = 0 \quad (3.9)$$

eşitlikleri elde edilir. (3.5), (3.6), (3.8) ve (3.9) eşitliklerinde gerekli işlemler yapılır, (3.7) eşitliğinde yerine yazılırsa, sistemin etkinliği (COP);

$$\text{COP} = \frac{T_{ev}(T_{ge} - T_{ab})}{T_{ge}(T_{co} - T_{ev})} \quad (3.10)$$

elde edilir.

(3.10) eşitliğinden görüldüğü üzere, ideal absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde sistem etkinliği, dört temel çalışma sıcaklıklarına bağlı, çevre özelliklerinden bağımsızdır.

3.2. Teorik Absorpsiyonlu Soğutma Çevriminde Sistemin Etkinliği

Kütle akış oranları ve çevrimin farklı noktalarındaki entalpileri kullanılarak sistemin kütle ve ısı akıları arasındaki bağıntılar Şekil 12'ye göre yazılırsa;

$$Q_{cv} = m_7 (h_{11} - h_{10}) \quad (3.11)$$

$$m_7 = m_8 = m_9 = m_{10} = m_{11} = m_{12} \quad (3.12)$$

$$m_1 = m_2 = m_3 \quad (3.13)$$

$$m_4 = m_5 = m_6 \quad (3.14)$$

$$m_1 = m_6 + m_{12} \quad (3.15)$$

$$m_3 = m_4 + m_7 \quad (3.16)$$

$$Q_{co} = m_7 (h_8 - h_7) \quad (3.17)$$

$$Q_{ge} = m_7 h_7 + m_4 h_4 - m_3 h_3 \quad (3.18)$$

$$Q_{ab} = m_4 h_6 + m_7 h_{12} - m_3 h_1 \quad (3.19)$$

eşitlikleri elde edilir.

Sistemin termodinamik analizini yapabilmek için, önemli bir dizayn ve optimizasyon parametresi olan dolaşım oranı,

$$f = \frac{m_1}{m_7} \quad (3.20)$$

bağıntısıyla tarif edilir. Veya konsantrasyonlar cinsinden

$$f = \frac{X_{ge}}{X_{ab}} = \frac{X_z}{X_z - X_f} \quad (3.21)$$

şeklinde yazılabilir (Eisa ve Ark., 1986;..). Burada f dolaşım oranı, X (kg LiBr/kg eriyik) kütlelesel konsantrasyondur.

(3.11), (3.18) ve (3.20) eşitlikleri (3.7) denkleminde taşırırsak, soğutma sisteminin etkinliği;

$$\text{COP} = \frac{h_{11} - h_{10}}{h_7 + f(h_4 - h_3) - h_4} \quad (3.22)$$

elde edilir.

(3.22) eşitliğinden, soğutma tesir katsayısı büyük ölçüde gizli buharlaşma ısısı $(h_{11} - h_{10})$ ve dolaşım oranına (f) bağlıdır. $(h_{11} - h_{10})$ değerinin artmasıyla COP artacak, f değerinin artmasıyla da COP' da azalma olacaktır. Bu yüzden f değerinin iyi tesbit edilmesi gerekir (Abrahamson ve Jernqvist, 1993).

3.3. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde Sistemin İşlerlik (Ekserji) Etkinliği

İşlerlik yada ekserji, bir sistemin, onu çevre şartlarına indirgeyerek elde edilebilecek azami yararlı iş miktarı olarak tanımlanabilir.

İdeal absorpsiyonlu soğutma çevriminde işlerlik etkinliği (Alvares ve Trepp, 1987),

$$\text{ECOP} = - \frac{|E_{ev}|}{E_{ge}} \quad (3.23)$$

bağıntısıyla tarif edilir.

Burada E_{ev} : Birim zamandaki evaporatör enerjisi, E_{ge} : Birim zamandaki generatör enerjisi ve bu enerjiler;

$$E_{ev} = Q_{ev} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ev}}\right) \quad (3.24)$$

$$E_{ge} = Q_{ge} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ge}}\right) \quad (3.25)$$

şeklinde tanımlanır. Burada T_0 referans sıcaklığı olup 298.15K değerindedir.

(3.24) ve (3.25) eşitlikleri (3.23) eşitliğinde yerine yazılırsa,

$$ECOP = \frac{Q_{ev} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ev}}\right)}{Q_{ge} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ge}}\right)} \quad (3.26)$$

eşitliği elde edilir.

3.4. Sistemde Basınç Kayıplarının Analizi

Analizde suyun doymuş buhar şartlarında girdiği ve doymuş sıvı şartlarında çıktığı kabul edilmiştir. Analizde generetör ile kondenser arasındaki basınç kaybı dikkate alınmış ve

$$\frac{\Delta P}{P} = 0.050 \quad (3.27)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanmıştır (Ataer ve Göğüş, 1991). Boru çapları ve uzunlukları bu bağıntıyı sağlayacak şekilde seçilmelidir. Bu bağıntıdaki P borudan çıkış basıncıdır.

Analizde evaporatör ile absorber arasındaki basınç kaybı ise

$$\frac{\Delta P}{P} = 0.075 \quad (3.28)$$

şeklinde ifade edilmiştir (Ataer ve Göğüş 1991).

3.5 Eriyik ve Soğutucu Isı Değiştiricilerinin Termodinamik Analizi

Sistemdeki eriyik pompası, absorber, genişleme valfleri ve kontrol elemanları dışındaki sistemi oluşturan diğer elemanlar birer ısı değiştiricisidirler. Analizde, sistemdeki eriyik ve soğutucu ısı değiştirgeçlerinin etkinliği 0.8 alınırken; absorber, generatör, kondenser ve evaporatörün etkinlikleri ideal olarak kabul edilmiştir.

Eriyik ve soğutucu ısı değiştiricilerinde sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasiteleri sırasıyla

$$C_h = m_h c_h \quad (3.29)$$

ve

$$C_c = m_c c_c \quad (3.30)$$

bağıntısıyla ifade edilebilir. Birim zamandaki ısı kapasitesi küçük olan akışkana "minimum akışkan" denilir. Isı değiştirgeçinde sıcak akışkan tarafından verilen enerji soğuk akışkan tarafından alınan enerjiye eşittir ve

$$m_h c_h (T_{hg} - T_{hç}) = m_c c_c (T_{cç} - T_{cg}) \quad (3.31)$$

bağıntısı ile ifade edilir. Denklem (3.31)'deki T_{hg} ve $T_{hç}$ sırasıyla sıcak akışkanın giriş ve çıkış sıcaklığı, $T_{cç}$ ve T_{cg} ise sırasıyla soğuk akışkanın çıkış ve giriş sıcaklığıdır.

Enerji dengesi sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanın minimum akışkan olması durumu için, (3.31) eşitliği düzenlenirse sırasıyla

$$C_{\min} (T_{hg} - T_{hç}) = C_{\max} (T_{cç} - T_{cg}) \quad (3.32)$$

ve

$$C_{\min} (T_{cç} - T_{cg}) = C_{\max} (T_{hg} - T_{hç}) \quad (3.33)$$

ifadeleri elde edilir.

Isı değiştiricisinin etkinliği, sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki geręek ısı aktarımının ideal ısı aktarımına oranıdır. İdeal ısı aktarımı, minimum akışkan sıcaklığının, ısı değiştiricisindeki en büyük sıcaklık farkı kadar değişmesi için gereken ısı aktarımı olarak tanımlanır. Isı değiştiricisindeki en büyük sıcaklık farkı, sıcak ve soğuk akışkanların giriş sıcaklıkları arasındaki farktır. Isı değiştiricisi etkinliği sıcak ve soğuk akışkanın minimum olma durumu için sırasıyla

$$\varepsilon = \frac{C_{\min}(T_{hg} - T_{hc})}{C_{\min}(T_{hg} - T_{cg})} = \frac{T_{hg} - T_{hc}}{T_{hg} - T_{cg}} \quad (3.34)$$

ve

$$\varepsilon = \frac{C_{\min}(T_{cc} - T_{cg})}{C_{\min}(T_{hg} - T_{cg})} = \frac{T_{cc} - T_{cg}}{T_{hg} - T_{cg}} \quad (3.35)$$

bağımlıları yazılabilir.

(3.34) ve (3.35) eşitlikleri minimum akışkanın çıkış sıcaklığı için özölürse sırasıyla

$$T_{hc} = T_{hg} - \varepsilon(T_{hg} - T_{cg}) \quad (3.36)$$

ve

$$T_{cc} = T_{cg} - \varepsilon(T_{hg} - T_{cg}) \quad (3.37)$$

ifadeleri elde edilir. Denklem (3.32) ve (3.33), maksimum akışkanın sıcaklığı için özölürse sırasıyla

$$T_{cç} = T_{cg} + Z(T_{hg} - T_{hc}) \quad (3.38)$$

ve

$$T_{hc} = T_{hg} - Z(T_{cç} - T_{cg}) \quad (3.39)$$

bağımlıları yazılabilir. Burada Z ısı kapasite oranı olup

$$Z = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3.40)$$

şeklinde tanımlanmıştır.

Eriyik ve soğutucu ısı değıştircilerinin, ısıl etkinlikleri Şekil 12'ye göre sırasıyla aşağıdaki şekillerde yazılabilir (Swallow ve Smith, 1989).

$$\varepsilon_{eid} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (3.41)$$

ve

$$\varepsilon_{sid} = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_{11}} \quad (3.42)$$

Elde edilen bu denklemlerde ısı değıştircilerinin etkinliklerinin büyük olması arzu edilir. Dolayısıyla yukarıdaki eşitliklerde $(T_4 - T_5)$ ve $(T_8 - T_9)$ farklarının büyük olması ısıl etkinliklerin artmasını sağlar.

Sıvı - sıvı eriyik ısı değıştircisinde zengin eriyiğin fakir eriyiğe verdiği ısı miktarı

$$Q_{eid} = \varepsilon_{eid} m_4 (C_p)_4 (T_4 - T_5) \quad (3.43)$$

eşitliğinden elde edilir. Sıvı -sıvı soğutucu ısı değıştircisi içinde, ısı akısı benzer şekilde

$$Q_{sid} = \varepsilon_{sid} m_7 (C_p)_7 (T_8 - T_9) \quad (3.44)$$

yazılabilir.

3.6. LiBr-Su Eriyiği ve Suyun Termodinamik Özelliklerinin Bulunması

Su ve buhar için termodinamik özellikler uygun polinom fonksiyonları ile tayin edilmiştir (Rogdakis ve Ark., 1988;..). Suyun entalpisi ve entropisi aşağıdaki polinom fonksiyonları ile verilebilir.

$$\begin{aligned} h = & -1295.609655091 + 560.4921679618T \\ & -43.7942784871T^2 + 4.479367474097T^3 \\ & + 1.268510765098P - 2.34584613 \times 10^{-4}P^2 \\ & - 3.87145821 \times 10^{-2}PT^2 \end{aligned} \quad (3.45)$$

$$\begin{aligned}
S = & -3.7415015475 + 5.604921679618 \log T \\
& -0.8758855697420T + 6.71905121 \times 10^{-2} T^2 \\
& + 2.05451464 \times 10^{-3} P - 7.74291643 \times 10^{-4} P T \\
& + 3.09716657 \times 10^{-5} T^2
\end{aligned} \tag{3.46}$$

Buhar hâlindeki suyun entalpi ve entropisi şu denklemlerle verilmiştir.

$$\begin{aligned}
h_0 = & 1997.854583553 + 0.9857789261768P \\
& + 185.4761288854T - 1.194203005662T^2 \\
& + 0.3002594147055T^3 - 5850.24098001P/T^3 \\
& - 25665290.31128P/T^{11}
\end{aligned} \tag{3.47}$$

$$\begin{aligned}
S_0 = & 3.910172967373 + 1.8547611288854 \log T \\
& - 2.38840601 \times 10^{-2} T + 4.50389122 \times 10^{-3} T^2 \\
& - 0.46147868556128 \log P - 43.87680735012P/T^4 \\
& - 235265.1611867P/T
\end{aligned} \tag{3.48}$$

Basınç ve sıcaklık 10 ve 100 ile standartlaştırılmıştır. Yani P bar/10 ve T ise K/100 olarak kullanılmıştır.

T ≤ 110 °C olmak şartıyla sıvı haldeki suyun entalpisi şu bağıntı ile verilebilir.

$$h = 4.199T \tag{3.49}$$

Burada $T^{\circ}\text{C}$ cinsinden ve h ise kJ/kg cinsindedir.

Aynı sıcaklık şartında subuharı için entalpi ifadesi yazılacak olursa:

$$h_0 = 1.73T + 2501.6 \quad (3.50)$$

Burada $T^{\circ}\text{C}$, h_0 kJ/kg cinsindedir.

Sıvı haldeki soğutucu suyun basınca bağlı iki fazlı denge sıcaklığı T' :

$$T'(P) = 374743.844 / [-2886.373 + (19022651.062 - 1349077.84 \log P)^{1/2}] \quad (3.51)$$

Ters fonksiyon

$$\log P = 14.100 - (322.6383/T' + 2.4850432)^2 \quad (3.52)$$

Burada P torr, T' K cinsindedir. Yukarıdaki bağıntılar sıcaklık aralığı

$0 \leq T' \leq 400\text{K}$ ve basınç aralığı $4 \leq P \leq 150$ Torr olduğu durumlarda geçerlidir.

$\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ karışımlarının termodinamik özelliklerinin değerlendirilmesi ASHRAE'de verilen denklemler tarafından elde edilir (Moran ve Ark., 1987;..). Bu denklemler $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ ikili karışımının doğru termodinamik verilerinin karşılıklı ilişkisini kullanarak geliştirilmiştir. $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ çözeltisinin denge sıcaklığı T , aynı basıncadaki saf suyun denge sıcaklığına dayanarak verilir.

$$T(T', X) = AT' + B \quad (3.53)$$

Burada X lityum bromür sulu çözeltisinin kütle kesridir. (kg tuz/kg eriyik). A ve B 'nin değerleri

$$A = -2.0075 + 0.16976X - 3.133362 \times 10^{-3}X^2 + 1.97668 \times 10^{-5}X^3 \quad (3.54)$$

$$B = 124.94 - 7.71649X + 0.1522858X^2 - 7.9509 \times 10^{-4}X^3 \quad (3.55)$$

Burada X % olarak T ve T' ise °C olarak verilmiştir. Bu bağıntılar sınırlar içerisinde geçerlidir.

$$\text{Soğutucu sıcaklık aralığı} \quad -17.8 \leq T' \leq 110^\circ\text{C}$$

$$\text{Çözelti sıcaklık aralığı} \quad 4.4 \leq T \leq 176^\circ\text{C}$$

$$\text{Kütle kesri} \quad \%44 \leq X \leq \%70$$

H₂O/LiBr çözeltisinin entalpisi h_{çöz}, çözelti sıcaklığının ikinci derece polinomu olarak verilebilir.

$$h_{\text{çöz}} = E_1 + E_2 T + E_3 T^2 \quad (3.56)$$

Burada

$$E_1 = -2024.18588321 + 163.2976010204X$$

$$-4.881268653177X^2 + 6.30250843 \times 10^{-2} X^3$$

$$-2.91350364 \times 10^{-4} X^4$$

(3.57)

$$E_2 = 18.2816227619 - 1.169094163968X$$

$$+ 3.24785671 \times 10^{-2} X^2 - 4.03390218 \times 10^{-4} X^3$$

$$+ 1.85192774 \times 10^{-6} X^4$$

(3.58)

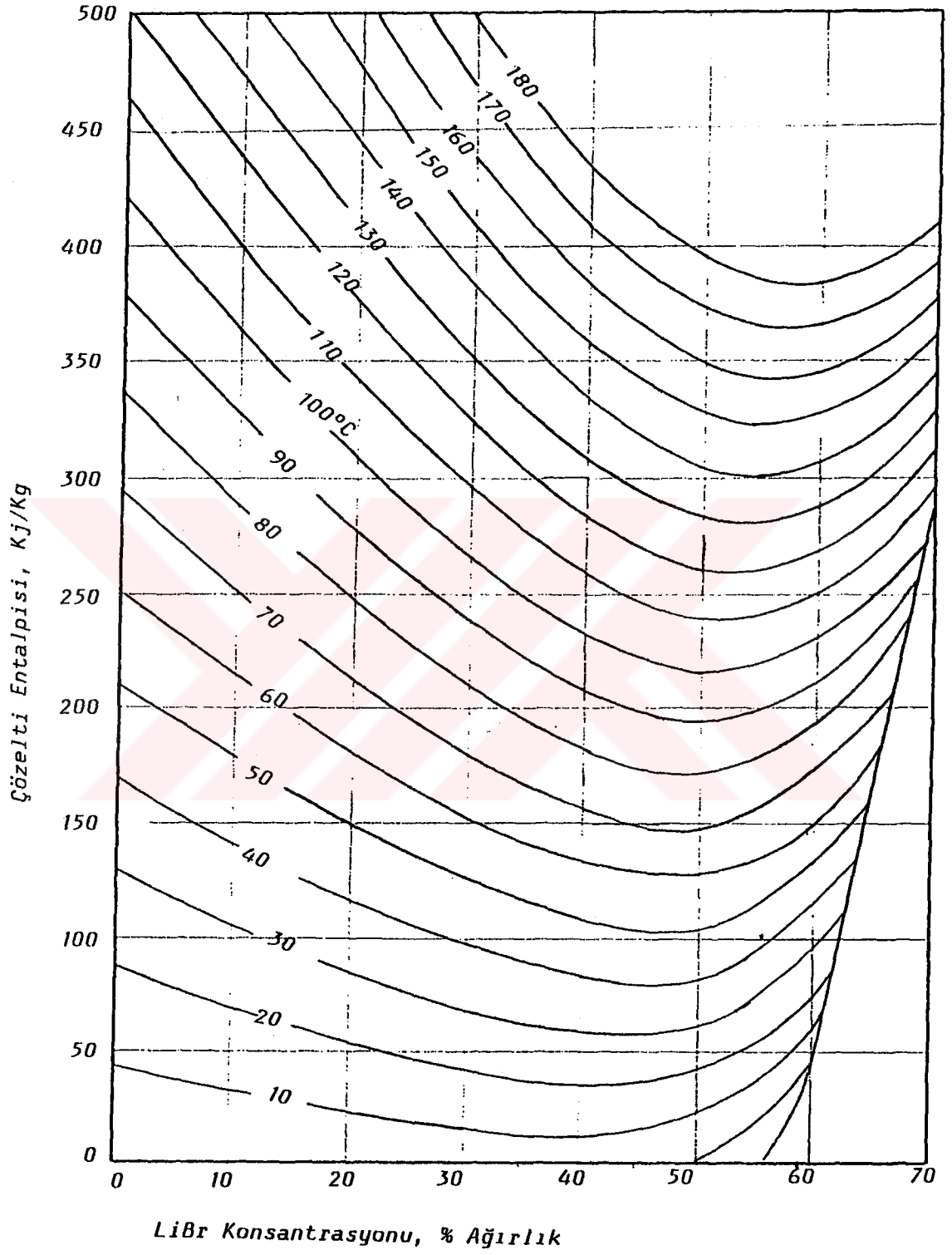
$$E_3 = -3.70056321 \times 10^{-2} + 2.88756514 \times 10^{-3} X$$

$$- 8.13075689 \times 10^{-5} X^2 + 9.91097142 \times 10^{-7} X^3$$

$$- 4.44381071 \times 10^{-9} X^4$$

(3.59)

Burada h_{çöz} kJ/kg, T ise °C dir. Şekil 14'te H₂O/LiBr karışımı için Konsantrasyon-Çözelti entalpi diyagramı verilmiştir.



Şekil 14. H₂O/LiBr karışımı için konsantrasyon -çözelti entalpi diyagramı.

3.7. Sistemin Termodinamik Analizinde Yapılan Kabuller

- 1- Analiz sürekli rejim şartlarında yapılmıştır.
- 2- Generatör çıkışındaki akışkan doymuş buhar şartlarında saf sudur ve generatör sıcaklığında, generatörden çıkar.
- 3-Kondenserden çıkan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında saf sudur ve kondenser sıcaklığında kondenserden çıkar ($x = 0$).
- 4- Evaporatörden çıkan soğutucu buharı kuru doymuş buhar şartlarında ve evaporatör sıcaklığındadır ($x = 1$).
- 5- Absorberden ayrılan eriyik, absorber basıncı ve sıcaklığında denge halindedir.
- 6- Generatörden ayrılan eriyik, generatör sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
- 7- Generatör ile kondenser ve evaporatör ile absorber arasındaki basınç kayıpları dikkate alınırken, sistemde olabilecek diğer basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- 8- Generatörde çevreye ısı kaybı olmadığı kabul edilmiştir.
- 9- Sisteme iş girişi ihmal edilebilir.
- 10- Aynı sıcaklık ve konsantrasyon için, denge halindeki entalpi ile dengesiz haldeki entalpi eşittir.

4. SİSTEMİN YAPI ELEMANLARININ MATEMATİK MODELİ

4.1. Generatör (Ayrıcı)

Sıcak su veya buharla ısıtmalı, ters geçişli, kovan-boru tipli ısı değiştiricisi olarak seçilen generatörde, jeotermal ısıtma suyu boru dışından, fakir eriyik ise boru içinden akmaktadır. Yani kaynamanın boru içinde olduğu kabul edilmiştir. Boru içinde olan kaynama, su buharının eriyik içinden ayrılması yani buharlaşması şeklindedir. Boru dışından akan ısıtma suyu veya su buharı sıcaklığının lineer olarak azaldığı kabul edilmiştir.

Seçilen eksen takımına göre akış, boru içinde olduğundan; hız, enerji ve difüzyon denklemleri şu şekilde ifade edilebilir (Şekil 15). Sırasıyla; hız, enerji ve difüzyon denklemleri

$$V_z = \frac{\rho g R^2}{4\mu} \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) + \frac{\rho g(r+\delta)}{2\mu} \ln \frac{r}{R} \quad (4.1)$$

$$V_z \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right) \quad (4.2)$$

$$V_z \frac{\partial C}{\partial z} = D_f \left(\frac{1}{r} \frac{\partial C}{\partial r} + \frac{\partial^2 C}{\partial r^2} \right) \quad (4.3)$$

yazılabilir. Burada δ film kalınlığıdır.

Sınır şart ve bağıntıları, Şekil 15'ten yazılır ve sonlu farklar cinsinden ifade edilirse

$$z = 0 \quad \text{da} \quad T = T_0 \quad \text{ve} \quad C = C_0 \quad (4.4)$$

$$r = R \quad \text{de} \quad T = T_{\text{cid}} \quad \text{ve} \quad C_{\text{cid}} - C_{\text{cid-1}} = 0 \quad (4.5)$$

$$r = D_i \text{ de } T = T_s - T_{s-1} \text{ ve } C = C_s - C_{s-1} \quad (4.6)$$

ve

$$k (T_s - T_{s-1}) = \hat{a} D_f (C_s - C_{s-1}) \quad (4.7)$$

$$C_s = A T_s + B \quad (4.8)$$

şeklinde yazılabilir.

Crank-Nicelson metoduna göre (4.2) ve (4.3) denklemlerinde bir düzenleme yapılırsa

$$\begin{aligned} & 2\left(\frac{v_z}{\Delta z \alpha} + \frac{1}{\Delta r^2}\right)T_j^p - \left(\frac{1}{\Delta r^2} + \frac{1}{2r\Delta r}\right)T_{j+1}^p + \left(\frac{1}{2r\Delta r} - \frac{1}{\Delta r^2}\right)T_{j-1}^p = \\ & 2\left(\frac{v_z}{\Delta z \alpha} - \frac{1}{\Delta r^2}\right)T_j^{p-1} + \left(\frac{1}{\Delta r^2} - \frac{1}{2r\Delta r}\right)T_{j-1}^{p-1} + \\ & \left(\frac{1}{\Delta r^2} + \frac{1}{2r\Delta r}\right)T_{j+1}^{p-1} \end{aligned} \quad (4.9)$$

ve

$$\begin{aligned} & 2\left(\frac{v_z}{\Delta z D_f} + \frac{1}{\Delta r^2}\right)C_j^p - \left(\frac{1}{\Delta r^2} + \frac{1}{2r\Delta r}\right)C_{j+1}^p + \\ & \left(\frac{1}{2r\Delta r} - \frac{1}{\Delta r^2}\right)C_{j-1}^p = 2\left(\frac{v_z}{\Delta z D_f} - \frac{1}{\Delta r^2}\right)C_j^{p-1} + \left(\frac{1}{\Delta r^2} - \frac{1}{2r\Delta r}\right) \\ & C_{j-1}^{p-1} + \left(\frac{1}{\Delta r^2} + \frac{1}{2r\Delta r}\right)C_{j+1}^{p-1} \end{aligned} \quad (4.10)$$

eşitlikleri elde edilebilir.

4.1.1. Isı ve Kütle Transfer Katsayılarının Hesaplanması

Akış uzunluğu boyunca olan ısı iletimi r yönündeki ısı iletimine göre çok küçük olduğundan ihmal edilebilir.

Cidara iletilen ısı akısı

$$q = -k \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=R} \quad (4.11)$$

şeklinde yazılabilir.

Boru boyunca akan akış için ısı akısı, Newton'un soğutma kanunundan

$$q = h' (T_{\text{ort}} - T_{\text{cid}}) \quad (4.12)$$

Bu denklemde T_{ort} : ortalama eriyik sıcaklığıdır.

(4.11) ve (4.12) eşitliklerinden ısı taşınım katsayısı çekilirse

$$h' = -k \frac{\left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=R}}{(T_{\text{ort}} - T_{\text{cid}})} \quad (4.13)$$

eşitliği elde edilebilir.

Soğutucu akışkan buharının, eriyikten ayrıldığı durum için Fick kanununu

$$J_m = -D_f \left(\frac{\partial C}{\partial r} \right)_{r=R_1} \quad (4.14)$$

denklemini ile ifade edilmektedir.

Newton'un soğutma kanununa benzer şekilde

$$J_m = h_m (C_s - C_{\text{ort}}) \quad (4.15)$$

yazılabilir.

(4.14) ve (4.15) eşitliklerinden kütle taşınım katsayısı çekilirse

$$h_m = -D_f \frac{\left(\frac{\partial C}{\partial r}\right)_{r=D_i}}{C_s - C_{ort}} \quad (4.16)$$

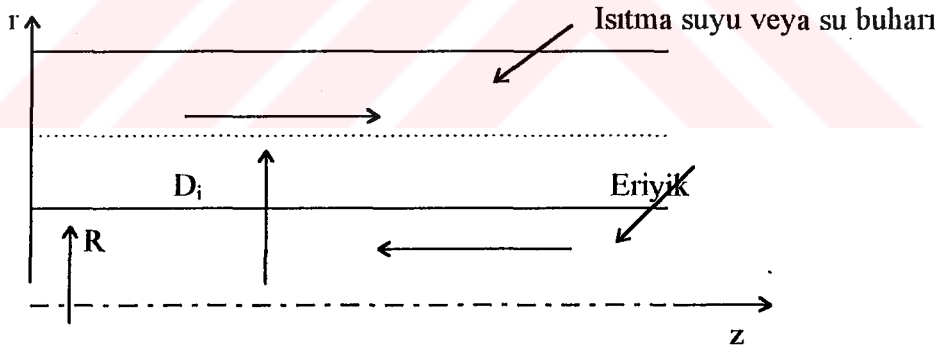
elde edilebilir.

Elde edilen ısı taşınım ve kütle taşınım katsayıları yardımıyla Nusselt ve Sherwood sayıları aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir. (Rie ve Kashiwagi, 1991).

$$Nu = h \frac{D_{ge}}{k} = -D_{ge} \frac{\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{r=R}}{(T_{ort} - T_{cid})} \quad (4.17)$$

ve

$$Sh = h_m \frac{D_{ge}}{D_f} = -D_{ge} \frac{\left(\frac{\partial C}{\partial r}\right)_{r=R_1}}{(C_s - C_{ort})} \quad (4.18)$$



Şekil 15: Generatörde Akış Yönü

4.2. Kondenser (yoğuşturucu)

Generatörde elde edilen basınçlı su buharının soğutularak yoğuşturulduğu boru demetidir. Generatör suyu lityum bromür çözeltisinden ayırarak saf hale gelmesini sağlar. Generatörde buharlaşarak ayrılan soğutucu akışkan buharı, kondensere generatör sıcaklığında girer. Bu soğutucu akışkan buharı yani su buharı ısını verdikten sonra (yoğuştuktan sonra) kondenser sıcaklığında ve basıncında kondenserden çıkar.

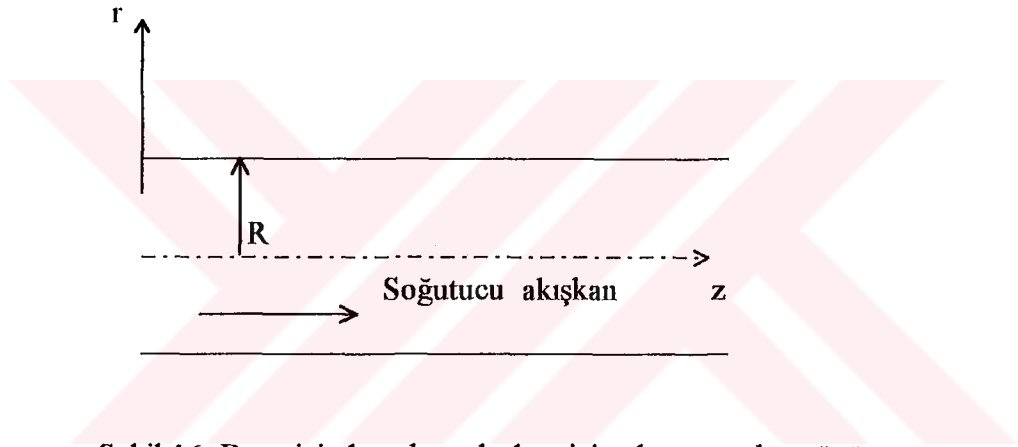
Boru içindeki akış hali için hız ifadesi ,

$$V_z = \frac{\rho g}{4\mu} R^2 \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) \quad (4.19)$$

şeklinde tanımlanmıştır (Soğukoğlu, 1991).

Enerji denklemi, kondenser için de yazılırsa

$$V_z \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right) \quad (4.20)$$



Şekil 16. Boru içinden akan akışkan için eksen ve akış yönü

Eşitliğin çözümü için, Şekil 16'ya göre sınır şart ve bağıntıları;

giriş şartlarında

$$z = 0 \quad \text{da} \quad T = T_0 \quad (4.21)$$

Cidar şartlarında ise

$$r = R \quad \text{de} \quad T = T_{\text{cid}} \quad (4.22)$$

olur.

Elde edilen enerji denkleminin diferansiyel kısımlarının merkezi sonlu farklar cinsinden yazılır; (4.20) eşitliğinde yerine koyulur gerekli işlemler yapılırsa,

$$\begin{aligned}
 & 2\left(\frac{v_z}{\Delta z \alpha} + \frac{1}{\Delta r^2}\right)T_j^p - \left(\frac{1}{\Delta r^2} + \frac{1}{2r\Delta r}\right)T_{j+1}^p + \left(\frac{1}{2r\Delta r} - \frac{1}{\Delta r^2}\right)T_{j-1}^p = \\
 & 2\left(\frac{v_z}{\Delta z \alpha} - \frac{1}{\Delta r^2}\right)T_j^{p-1} + \left(\frac{1}{\Delta r^2} - \frac{1}{2r\Delta r}\right)T_{j-1}^{p-1} + \\
 & \left(\frac{1}{\Delta r^2} + \frac{1}{2r\Delta r}\right)T_{j+1}^{p-1}
 \end{aligned} \tag{4.23}$$

eşitliği elde edilebilir.

Bu eşitliğin çözülebilmesi için sınır şart ve bağıntılarının sonlu farklar cinsinden yazılması gerekir. Bu sınır şart ve bağıntılarını sonlu farklar cinsinden aşağıdaki şekilde alınabilir.

$$z = 0 \text{ da } T = T_0 \tag{4.24}$$

$$r=R \text{ de } T=T_{\text{cid}} \tag{4.25}$$

4.2.1. Isı Taşınım Katsayısının Hesaplanması

Lineer olarak artan cidar sıcaklığına sahip kondenserde, cidar yakınındaki ısı taşınım katsayısı, sonlu farklar metodu uygulanarak bulunan sıcaklık dağılımlarından faydalanılarak aşağıdaki şekilde bulunabilir.

Cidara iletilen ısı akısı

$$q = -k\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{r=R} \tag{4.26}$$

şeklinde yazılabilir. Ve Newtonun soğutma kanunundan

$$q = h' (T_{\text{ort}} - T_{\text{cid}}) \quad (4.27)$$

eşitliği yazılabilir. Bu denklemde T_{ort} : ortalama eriyik sıcaklığıdır. (4.26) ve (4.27) eşitliklerinden ısı taşınım katsayısı çekilirse

$$h' = -k \frac{\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{r=R}}{(T_{\text{ort}} - T_{\text{cid}})} \quad (4.28)$$

elde edilir. Isı transfer katsayısını karakterize eden Nu sayısı,

$$Nu = h' \frac{D_{\text{co}}}{k} = -D_{\text{co}} \frac{\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{r=R}}{(T_{\text{ort}} - T_{\text{cid}})} \quad (4.29)$$

eşitliğinden bulunabilir.

4.3. Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Sıvı suyun buharlaştırıldığı boru demetidir. Evaporatör borularının içerisinde basınç düşük olmaktadır. Bu nedenle sıvı su çevresinden ısı alarak gaz haline geçer. Evaporatördeki basıncın kontrol altında tutulmasını genişleme valfi sağlar. Basınç belirli bir değere yükseldiğinde genişleme valfi sıvı haldeki suyun sevkini durdurarak basıncın daha da yükselmesini önler.

Soğutucu akışkan, ortamın ısısını çektikten sonra buharlaşır ve evaporatör sıcaklığında ve basıncında evaporatörden ayrılır. Boru demetinin dışında bulunan hava sıcaklığının lineer olarak azaldığı kabul edilmiştir.

Seçilen eksen takımı kondenserde seçilen eksen takımıyla aynı olduğundan hız ifadesi, enerji denklemi, denklemin çözümü için sınır şartları ve çözüm şekilleri kondenserde olduğu gibi hesaplanabilir (Şekil 16).

4.3.1 Isı Taşınım Katsayısının Hesaplanması

Lineer olarak azalan cidar sıcaklığına sahip evaporatörde, cidar yakınındaki ısı taşınım katsayısı, sonlu farklar metodu uygulanarak bulunan sıcaklık dağılımlarından faydalanılarak kondenserde hesaplandığı gibi bulunur.

4.4. Absorber (Soğurucu)

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı ve sistem elemanlarının boyutları absorberin ısı ve kütle transfer karakteristiklerinden büyük oranda etkilenir (Rie ve Kashiwagi, 1991).

Su buharının lityum bromür çözeltisinde absorplanmasının sağlandığı haznedir. Soğutucu buharı, evaporatörde soğutma yaptıktan sonra absorbere gelir. Burada suyun absorplanmasını kolaylaştırmak için karışım püskürtülerek yüzey genişletilir.

Sistemin soğutma tesir katsayısı ve sistem boyutları üzerindeki etkilerinin büyüklüğünden dolayı, absorberin detaylı bir şekilde incelenmesi gerekmektedir. Bu nedenle bu çalışmada, uygun tipte bir absorber seçimi önde gelen adımlardan birisidir. Çeşitli gayeler için kullanılan başlıca üç tip absorber vardır. Bunlar film, kabarcıklı ve püskürtmeli absorberlerdir (Reay ve Macmichael, 1988).

Pratik çalışmaya ve soğutma sisteminde kullanmaya elverişli olması yanında çok ince film ve büyük yüzey alanlara haiz olması sebebiyle, diğer absorberlere göre büyük oranda ısı ve kütle transferi sağlayan püskürtmeli absorber seçilmiştir.

4.4.1 Püskürtmeli Absorberlerde Çevreye Verilen Isı

Absorpsiyonlu soğutma makinalarında kullanılan absorberlerde ısı transferi, kütle transferinden daha önemlidir. Bunun sebebi; absorpsiyon olayı, büyük ölçüde ısı transferi ile kontrol edilebilir. (Rie ve Kashiwagi, 1991).

Fotoğraf 9. Püskürtmeli absorberin görünümü

Absorpsiyon olayının aşağıdaki sıraya göre gerçekleştiği kabul edilmiştir.

1. Soğutucu buharının absorber basıncındaki doyma sıcaklığına kadar soğutulması.
2. Doymuş buharın yoğuşması.
3. Yoğuşmuş sıvı haldeki soğutucu akışkanın absorber sıcaklığına indirgenmesi
4. Soğutucu akışkanın eriyik içerisinde absorplanması.

Yukarıda belirtilen olaylar sırasındaki ısı alışverişlerinin toplamı alınarak absorpsiyon deposunun ısı yükü bulunabilir.

Absorbere gelen buhar nemli veya doymuş buhar ise buharın absorber basıncındaki doyma sıcaklığına kadar soğutulma olayı meydana gelmez. Bundan dolayı $Q_1=0$ olur.

$$Q_2 = h_{db} \cdot m_{H_2O} \quad (4.30)$$

$$Q_3 = m_{H_2O} \cdot c_p \cdot T \quad (4.31)$$

$$Q_4 = h_{\text{çöz}} m_{\text{H}_2\text{O}} \quad (4.32)$$

Absorber yükü;

$$Q_{\text{ab}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad (4.33)$$

Açığa çıkan bu ısı dışarı atılır.

4.4.2. Isı ve Kütle Transfer Katsayılarının Hesaplanması

Lineer olarak artan cidar sıcaklığına sahip bir tankta cidar yakınındaki ısı taşınım ve sıvı-buhar ara yüzeyindeki kütle taşınım katsayıları şu yolla bulunabilir.

Cidara iletilen ısı akısı

$$q = -k \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=R} \quad (4.34)$$

şeklinde bulunur. Film akışı için ısı akısı, Newtonun soğutma kanunundan

$$q = h' (T_{\text{ort}} - T_{\text{cid}}) \quad (4.35)$$

yazılabilir. Bu denklemde T_{ort} : ortalama eriyik sıcaklığıdır.

(4.34) ve (4.35) eşitliklerinden ısı taşınım katsayısı çekilirse

$$h' = -k \frac{\left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=R}}{(T_{\text{ort}} - T_{\text{cid}})} \quad (4.36)$$

elde edilebilir. Sıvı-buhar ara yüzeyi için Fick kanununu yazılırsa,

$$J_m = -D_f \left(\frac{\partial C}{\partial r} \right)_{r=R} \quad (4.37)$$

elde edilebilir.

Newton'un soğutma kanunundan benzer şekilde

$$J_m = h_m (C_s - C_{ort}) \quad (4.38)$$

yazılabilir.

(4.37) ve (4.38) eşitliklerinden kütle taşınım katsayısı çekilirse

$$h_m = -D_f \frac{\left(\frac{\partial C}{\partial r}\right)_{r=R}}{C_s - C_{ort}} \quad (4.39)$$

elde edilir. Burada C_{ort} : ortalama konsantrasyon, C_s : Cidara yakın yüzeydeki konsantrasyondur.

Elde edilen ısı taşınım ve kütle taşınım katsayıları yardımıyla Nusselt ve Sherwood sayıları aşağıdaki şekilde bulunur (Rie ve Kashiwagi, 1991).

$$Nu = h \frac{D_{ab}}{k} = -D_{ab} \frac{\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{r=R}}{(T_{ort} - T_{cid})} \quad (4.40)$$

ve

$$Sh = h_m \frac{D_{ab}}{k} = -D_{ab} \frac{\left(\frac{\partial C}{\partial r}\right)_{r=R}}{(C_s - C_{ort})} \quad (4.41)$$

5. SOĞUTMA SİSTEMİNİN MODELLENMESİ

Absorpsiyonlu bir soğutma sisteminin başlıca elemanları, absorber evaporatör, generatör, kondenser, ısı değiştiricileri, genleşme valfi, sirkülasyon pompası ve kontrol elemanlarıdır (şekil 12).

5.1. Evaporatör

Evaporatör modeli olarak; hava kanatlı boru tipli bir ısı değiştiricisi kullanıldı. Boru içinden akan akışkan su buharı ve boru dışından akan akışkan ise ısıyı çekilecek olan havadır .

Evaporatörlerin dinamik modelini Vander Meer üç bölge olarak düşünmüş ve bu bölgelere göre enerji ve kütle balans denklemlerini yazarak elimine etmiştir. Bu bölgeler; doymuş sıvı, doymuş buhar ve kızgın buhar bölgeleridir (Van Der Mer, 1987).

Yapılan teorik çalışmalar göz önünde bulundurularak laboratuvar şartlarında sistem geliştirilmiştir.

Enerji ve kütle balans denklemlerini zamana bağlı olarak, şekil 17'ye göre sırasıyla yazarsak;

Sıvı faz bölgesi için enerji ve kütle balans denklemleri

$$\rho_s \frac{\partial}{\partial t} (h_s V_s) = m_{10} h_{10} - m_{13} h_{13} \quad (5.1)$$

$$\rho_s \frac{\partial}{\partial t} (V_s) = m_{10} - m_{13} \quad (5.2)$$

elde edilir.

Sıvımm, buhar hale geçtiği an yani geçiş bölgesi için enerji ve kütle balans denklemleri

$$m_{13} h_{13} - m_{14} h_{14} + Q_{14} = 0 \quad (5.3)$$

$$m_{13} - m_{14} = 0 \quad (5.4)$$

şeklinde elde edilir.

Metal bölgesi için enerji denklemi:

$$M C_{p_{\text{metal}}} \frac{dT_m}{dt} = Q_{14} - Q_{16} \quad (5.5)$$

şeklinde yazılır.

Buhar fazı için enerji ve kütle balans denklemlerini zamana bağlı olarak yazarsak

$$m_{14} = m_{11} \quad (5.6)$$

$$\rho_b \frac{d}{dt} (h_b V_b) = m_{11} (h_{14} - h_{11}) \quad (5.7)$$

şeklinde elde edilir.

Isısı çekilecek olan ortam (hava) için enerji denklemleri

$$\rho_{\text{hava}} V_{\text{hava}} \frac{d}{dt} (h_{\text{hava}}) = m_{\text{hava}} (h_{16} - h_{15}) - Q_{16}$$

(5.8)

elde edilir:

Ayrıca sistemi daha basit bir hale indirgemekte mümkündür. Sıvı ve buhar tamamen doymuş hale getirilir ve böylece evaporatör denge durumuna gelmiş olur. Bu durumda sıvının sıcaklığı ve buharın sıcaklığı aynı olur.

$$T_s = T_b = T_{ev} \quad (5.9)$$

Kararlı rejim şartlarında (5.5) eşitliğinin birinci tarafı sıfır olacağından, eşitliği yeniden düzenlenirse

$$Q_{14} = Q_{16} = Q_{ev} \quad (5.10)$$

eşitliği elde edilir.

Buharlaşan akışkan ile çekilen ısı miktarı, termodinamik analiz yardımıyla Şekil 17'ye göre;

$$Q_{ev} = m_b (h_{11} - h_{10}) \quad (5.11)$$

şeklinde ifade edilir.

Isısı çekilen havadan, çekilen soğutma yükü

$$Q_{ev} = C_{ph} m_h (T_{hgev} - T_{hçev}) \quad (5.12)$$

bağıntısından bulunur.

Logaritmik sıcaklık farkı, ısı transfer yüzeyi ve toplam ısı transfer katsayısı arasındaki

$$Q_{ev} = K A \Delta T_m \quad (5.13)$$

bu bağıntıdan ısı geçişi hesaplanır.

Boru sayısı, çapı ve boru uzunluğuna bağlı olarak ısı geçiş alanı

$$A = N \pi D L \quad (5.14)$$

olur.

Genel olarak logaritmik sıcaklık farkı;

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_g - \Delta T_c}{\ln \frac{\Delta T_g}{\Delta T_c}} \quad (5.15)$$

yazılır.

Şekil 18 dikkate alınarak, evaporatör için logaritmik sıcaklık farkı

$$\Delta T_m = \frac{(T_{11} - T_{h\check{c} ev}) - (T_{10} - T_{hgev})}{\ln \left(\frac{T_{11} - T_{h\check{c} ev}}{T_{10} - T_{hgev}} \right)} \quad (5.16)$$

şeklinde yazılabilir.

$$R = \frac{T_{11} - T_{10}}{T_{h\check{c} ev} - T_{hgev}} \quad (5.17)$$

$$P = \frac{T_{h\check{c} ev} - T_{hgev}}{T_{11} - T_{10}} \quad (5.18)$$

R ve P yardımı ile F düzeltme faktörü Ek-2'den bulunur. Buna göre;

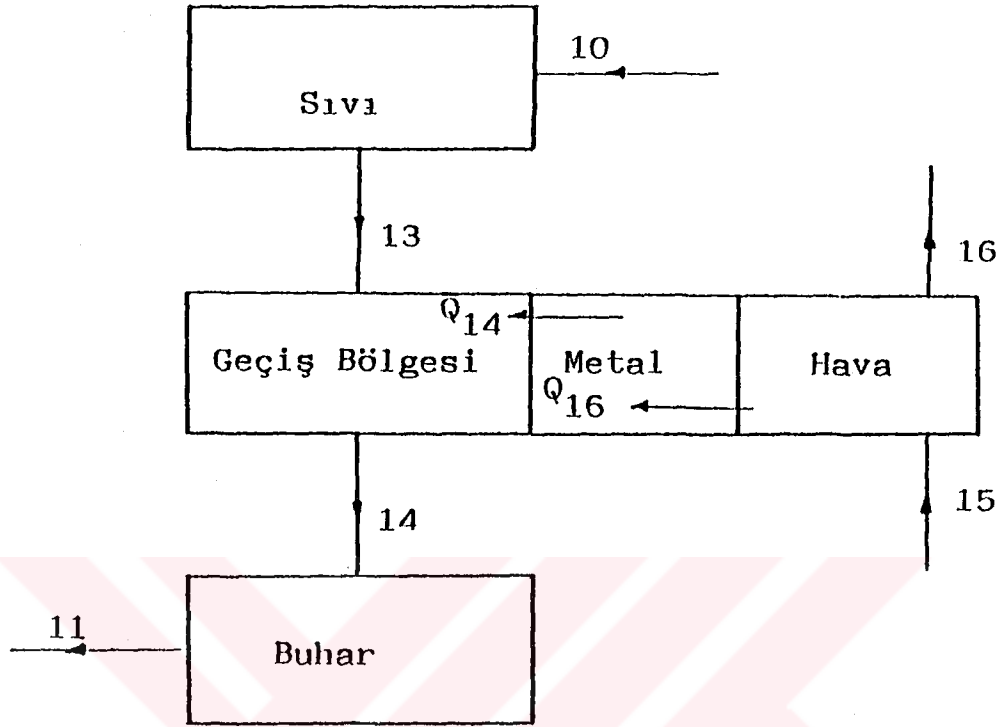
$$\Delta T_m = F(\Delta T_m) \quad (5.19)$$

bulunur.

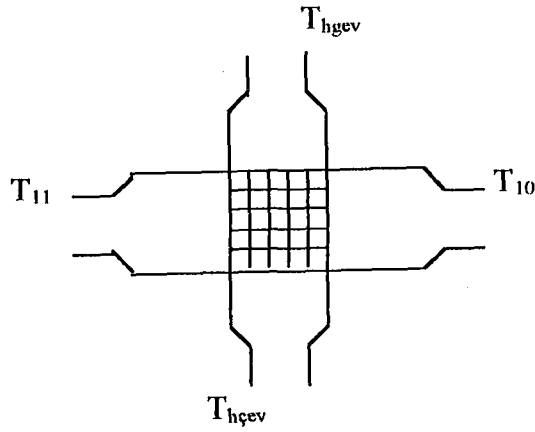
Evaporatörün boyutlarının uygun olması durumunda,

$$K A F \Delta T_m \geq Q_{ev} \quad (5.20)$$

şeklinde ifade edilir. Bu eşitlik sağlanana kadar kovan çapı, boru çapı, boru uzunluğu ve sayısı değiştirilir. Eşitlik sağlandığında boyutlandırma tamamlanmış olur. Kurulan sistemde piyasada bulunan en küçük standar evaporatör temin edilmiştir.



Şekil 17. Evaporatörde kütle ve enerji akış şeması



Şekil 18. Çapraz akışlı ısı değiştiricisi olarak evaporatörün gösterilişi

5.2. Kondenser

Kondenser modeli olarak boru tipli, kanatlı bir ısı değiştiricisi modeli seşildi. Kondenser soğutucu akışkanın kızığlığının alındığı ve yoğuşma olmak üzere iki bölgeden meydana gelmiştir. Kızığlığın alındığı bölgedeki ısı miktarı büyük olduğundan ihmal edilemez. Kondenserde yoğuşma borular içinde olmakta, soğutucu hava ise boru demetinin dışından akmaktadır..

Kızığlığın alındığı bölgede, boru dışından hava, borular içinden ise doymuş su buharı aktığı kabul edilmiştir.

şekil 19'dan buhar bölgesi için enerji ve kütle balans denklemleri

$$\rho_b \frac{d}{dt} (h_b V_b) = m_7 h_7 - m_{17} h_{17} \quad (5.21)$$

$h_b = h_7 = h_{17}$ olduğundan (5.21) denkleminin her iki tarafı $1/h_b$ 'ye bölünürse

$$\rho_b \frac{d}{dt} (V_b) = m_7 - m_{17} \quad (5.22)$$

denklemleri elde edilir.

Buhar fazın, sıvı faza geçtiği an, yani geçiş bölgesi için enerji ve kütle balans denklemleri

$$m_{17} h_{17} - m_{18} h_{18} = Q_{18} \quad (5.23)$$

$$m_{17} - m_{18} = 0 \quad (5.24)$$

şeklinde elde edilir.

Sıvı bölgesi için, enerji ve kütle balans denklemleri

$$\rho_s \frac{d}{dt} (h_s V_s) = m_{18} h_{18} - m_8 h_8 \quad (5.25)$$

$h_s = h_8 = h_{18}$ olduğundan (5.25) denkleminin her iki tarafı $1/h_s$ 'ye bölünürse

$$\rho_s \frac{d}{dt} (V_s) = m_{18} - m_8 \quad (5.26)$$

denklemleri elde edilir.

Metal bölgesi için enerji denklemi

$$M C_{p\text{metal}} \frac{dT_m}{dt} = Q_{20} - Q_{18} \quad (5.27)$$

şeklinde yazılır.

Hava bölgesinde ise enerji denklemi

$$\rho_{\text{hava}} V_{\text{hava}} \frac{d}{dt} (h_{\text{hava}}) = m_{\text{hava}} (h_{20} - h_{19}) + Q_{\text{co}} \quad (5.28)$$

elde edilir.

Kararlı rejim şartlarında (5.27) eşitliğinin birinci tarafı sıfır olacağından, eşitliği yeniden düzenlersek

$$Q_{18} = Q_{20} = Q_{\text{co}} \quad (5.29)$$

eşitliği elde edilir.

Ayrıca sistemi daha basit bir hale indirgemekte mümkündür. Sıvı ve buhar tamamen doymuş hale getirilir ve böylece kondenser denge durumuna gelmiş olur. Bu durumda sıvının sıcaklığı ve buharın sıcaklığı aynı olur.

$$T_s = T_b = T_{\text{co}} \quad (5.30)$$

Kondenserde, yoğuşma bölgesinde soğutucu akışkan buharının birim zamanda verdiği ısı miktarı termodinamik analiz yardımıyla Şekil 19'dan

$$Q_{\text{co}} = m_b (h_{kdb} - h_{ds}) \quad (5.31)$$

eşitliği yazılabilir. Burada h_{kdb} ; kuru doymuş su buharının entalpisi, h_{ds} ; doymuş suyun entalpisidir.

Yoğuşma bölgesi için logaritmik ortalama sıcaklık farkı Şekil 20'ye göre

$$\Delta T_m = \frac{(T_7 - T_{hcco}) - (T_8 - T_{hgco})}{\ln\left(\frac{T_7 - T_{hcco}}{T_8 - T_{hcco}}\right)} \quad (5.32)$$

tarif edilir.

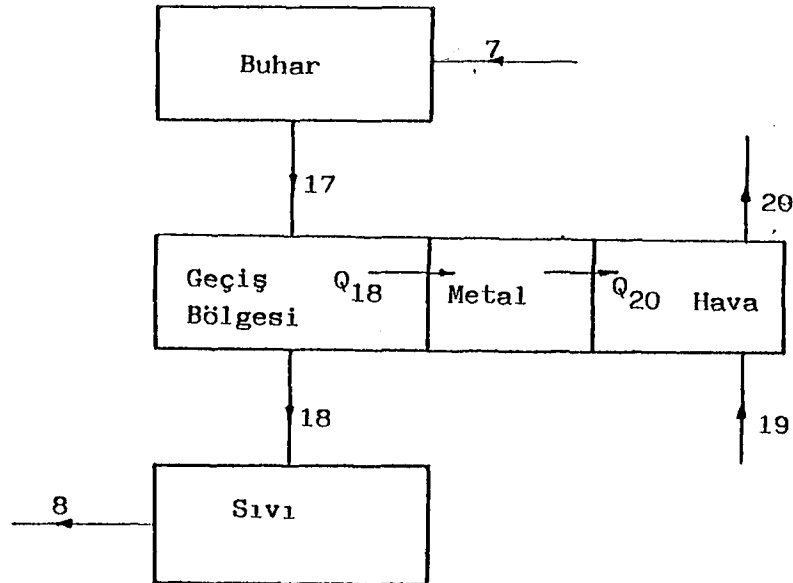
$$R = \frac{T_7 - T_8}{T_{h\check{c}co} - T_{hgco}} \quad (5.33)$$

$$P = \frac{T_{h\check{c}co} - T_{hgco}}{T_7 - T_8} \quad (5.34)$$

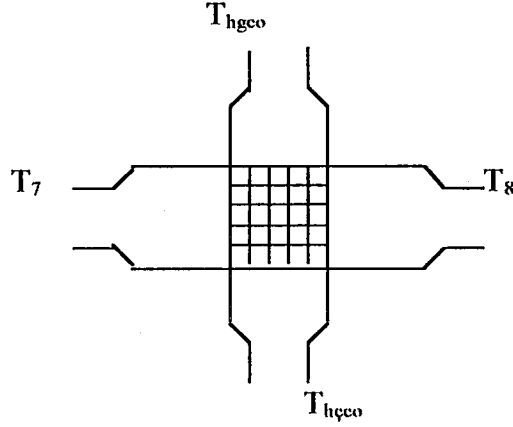
R ve P yardımı ile F düzeltme faktörü Ek-2'den bulunur. Buna göre;

$$\Delta T_m = F(\Delta T_m) \quad (5.35)$$

bulunur. Sistemde bakır borulu, hava soğutmalı kanatlı tip kondenser kullanılmıştır.



Şekil 19. Kondenserde kütle ve enerji akış şeması



Şekil 20. Çapraz akışlı ısı değiştiricisi olarak kondenserin gösterilişi

5.3. Generatör

Generatör modeli olarak, sıcak su veya buharla ısıtmalı ters geçişli, kovan-boru tipli ısı değiştiricisi seildi. ısıtma suyu veya su buharı borular dışından, fakir eriyik boru içinden akmaktadır. Yani kaynamanın boru içinde olduğu kabul edildi. Boru içinde olan kaynama, su buharının eriyik içinden ayrılması yani buharlaşması şeklindedir.

Generatörün modellenmesi kondenser ve evaporatörün modellemesine benzer şekilde Şekil 21'e göre enerji ve kütle balans denklemleri aşağıdaki şekilde yazılabilir.

Fakir eriyik bölgesinde kütleler eşit olduğundan enerji denklemi

$$\rho_f \frac{d}{dt} (h_f V) = m_3 (h_3 - h_{21}) \quad (5.36)$$

şeklinde yazılabilir.

Geçiş bölgesi için enerji ve kütle balans denklemleri

$$m_3 h_{21} - m_4 h_{22} - m_7 h_{23} = Q_{22} \quad (5.37)$$

$$m_3 = m_4 + m_7 \quad (5.38)$$

şeklinde olur.

Zengin eriyik bölgesinde kütleler eşit olduğundan enerji denklemi;

$$\rho_z \frac{d}{dt} (h_z V_z) = m_4 (h_{22} - h_4) \quad (5.39)$$

yazılabilir.

Soğutucu akışkan yani su buharı bölgesinde enerji denklemi;

$$\rho_b \frac{d}{dt} (h_b V_b) = m_7 (h_{23} - h_7) \quad (5.40)$$

şeklinde ifade edilir.

Metal bölgesi için;

$$M C_{p\text{metal}} \frac{dT_m}{dt} = Q_{22} - Q_{23} \quad (5.41)$$

Isıtma suyu veya su buharı bölgesi için ise;

$$\rho_{sb} V_{sb} \frac{d}{dt} (h_{sb}) = m_{sb} (h_{25} - h_{24}) - Q_{25} \quad (5.42)$$

şeklinde eşitlikler yazılabilir.

Kararlı rejim şartlarında (5.41) eşitliğinin birinci tarafı sıfır olacağından

$$Q_{22} = Q_{25} = Q_{ge} \quad (5.43)$$

şeklinde ifade edilir.

Termodinamik analiz yardımıyla, generatörde eriyiğin birim zamanda almış olduğu ısı miktarı (Şekil 12).

$$Q_{ge} = m_4 h_4 - m_3 h_3 + m_7 h_7 \quad (5.44)$$

ve

ısıtma suyunun vermiş olduğu ısı miktarı ise;

$$Q_{ge} = C_{psu} m_{su} (T_{sgge} - T_{sçge}) \quad (5.45)$$

eşitliklerinden hesaplanabilir.

Generetör için logaritmik sıcaklık farkı Şekil 22' den

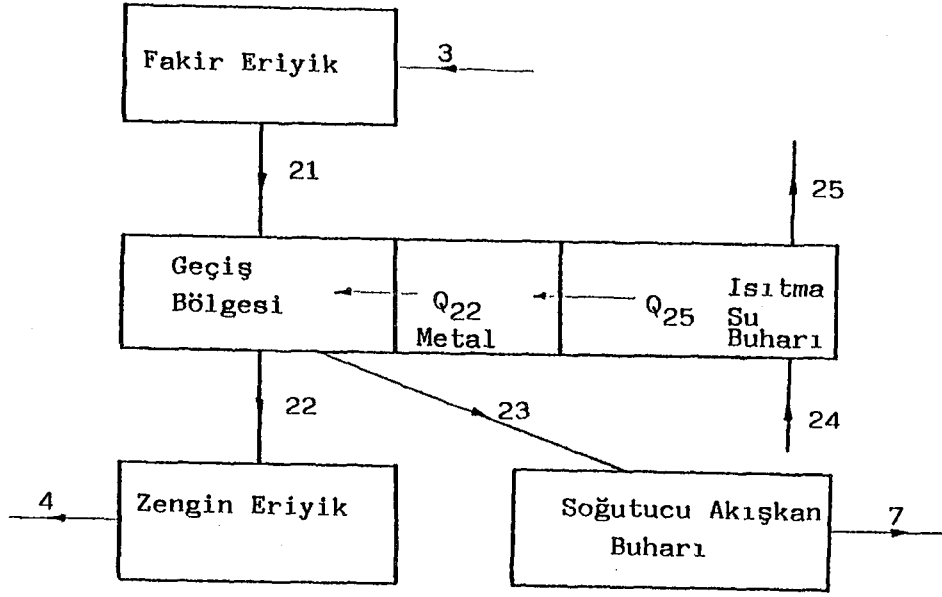
$$\Delta T_m = \frac{(T_{sgge} - T_4) - (T_{sçge} - T_3)}{\ln\left(\frac{T_{sgge} - T_4}{T_{sçge} - T_3}\right)} \quad (5.46)$$

şeklinde tarif edilir.

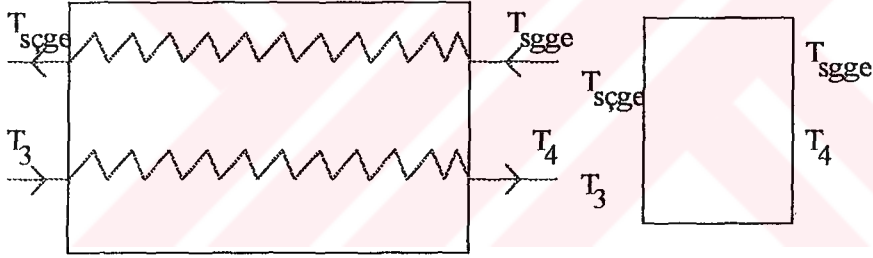
Generatörde logaritmik sıcaklık farkı kullanılarak

$$Q_{ge} = K A \Delta T_m \quad (5.47)$$

bağıntısından ısı geçişi hesaplanır. Sistemde iç içe geçmiş kovan boru tipli generatör kullanılmıştır.



Şekil 21. Generatörde kütle ve enerji akış diyagramı



Şekil 22. Ters geçişli ısı değiştiricisi olarak generatörün gösterilişi

5.4. Absorber

Absorber yatay boru tipli bir tank olarak düşünüldü. Absorberin modellenmesi diğer sistem elemanlarında yapılan modellemelere benzer şekilde, Şekil 23'e göre kütle ve enerji balans denklemleri aşağıdaki şekilde yazılabilir.

Zengin eriyik bölgesinde kütleler eşit olduğundan enerji balansı

$$\rho_z \frac{d}{dt} (h_z V_z) = m_6 (h_6 - h_{26}) \quad (5.48)$$

olur.

Soğutucu akışkan buharı bölgesinde kütleler eşit olduğundan enerji

$$\rho_b \frac{d}{dt} (h_b V_b) = m_{12} (h_{12} - h_{27}) \quad (5.49)$$

şeklinde ifade edilir.

Geçiş bölgesinde kütle ve enerji denklemleri

$$m_6 h_{26} + m_{12} h_{27} - m_1 h_{28} = Q_{28} \quad (5.50)$$

$$m_1 = m_6 + m_{12} \quad (5.51)$$

şeklinde yazılırlar.

Metal bölgesi için

$$M C_{p\text{metal}} \frac{dT_m}{dt} = Q_{30} - Q_{28} \quad (5.52)$$

eşitliği yazılır.

Isı terkedilecek olan ortamın enerji balansı ise

$$\rho_{\text{hava}} V_{\text{hava}} \frac{d}{dt} (h_{\text{hava}}) = m_{\text{hava}} (h_{30} - h_{29}) + Q_{30} \quad (5.53)$$

yazılabilir.

Kararlı rejim şartlarında (5.52) eşitliğinin birinci tarafı sıfır olacağından

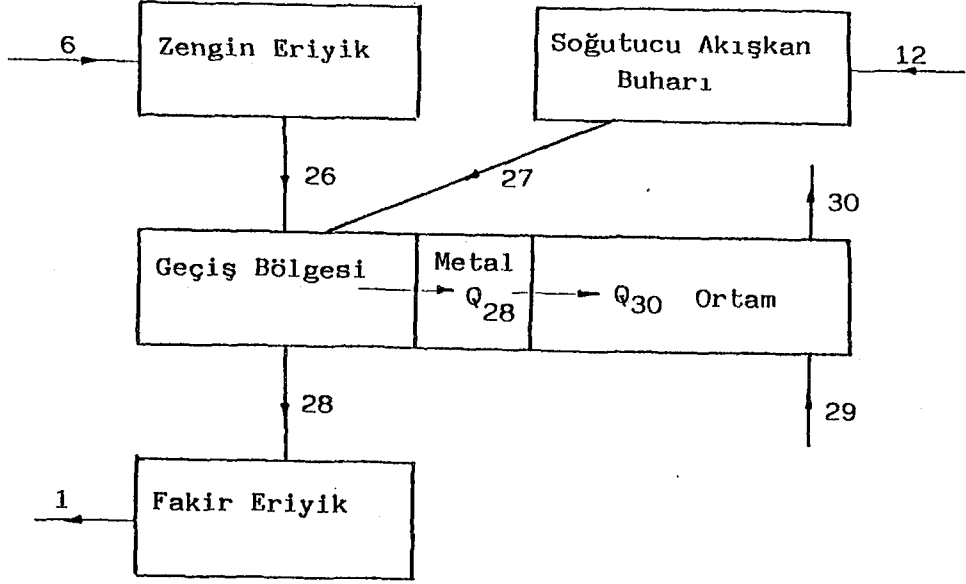
$$Q_{30} = Q_{28} = Q_{\text{ab}} \quad (5.54)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Termodinamik analiz yardımıyla absorberden çekilen ısı akısı, Şekil 12 dikkate alınarak

$$Q_{\text{ab}} = m_1 h_1 - m_4 h_6 - m_7 h_{12} \quad (5.55)$$

bağıntısından bulunabilir.



Şekil 23. Absorberde enerji ve kütle akış diyagramı

5.5. Isı Değiştirgeçleri

Bu çalışmada iki adet ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Bunlar; eriyik ısı değiştirgeci ve soğutucu ısı değiştirgecidir. Bunlardan eriyik ısı değiştirgeci, borular içinden ve dışından zengin ve fakir eriyiğin geçtiği ters geçişli, kovan-boru tipli ısı değiştirgeci, diğer ısı değiştirgeci ise, aynı şekilde borular içinden ve dışından soğutucu akışkanın geçtiği ters geçişli, kovan-boru tipli ısı değiştirgeci olarak seçilmiştir.

5.6. Eriyik Pompası

Çözelti pompası (sirkülasyon pompası), absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde anahtar elemandır. Yüksek basınç, düşük akış uygulamalarında kullanılabilen hidrolik ilerlemeli diyafram pompaları veya santrifüj sirkülasyon pompaları tercih edilir. Bu sistemde wilo sirkülasyon 25R tipi pompa seçilmiştir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi simülasyonunda pompa gücü; termodinamiğin birinci kanunundan Şekil 12'ye göre

$$W = m_e (h_2 - h_1) \quad (5.56)$$

eşitliği yazılır.

Veya pompanın verimine bağı olarak (George ve Srinivasa, 1989)

$$W = \frac{m_e v (P_2 - P_1)}{\eta_p} \quad (5.57)$$

eşitliği yazılabilir.



Fotoğraf 10. Eriyik pompasının görünümü

5.7. Genleşme Valfleri

Bu sistemde, el ayar valfi kullanılarak değişik basınçlar altında sonuçlar alınmıştır. Şekil 12'ye göre;

$$h_5 = h_6 = \text{sabit} \quad (5.58)$$

ve

$$h_9 = h_{10} = \text{sabit} \quad (5.59)$$

eşitlikleri yazılabilir.

Absorberde su oranı yükseltilem karışım, devreyi tamamlamak üzere bir pompa ile tekrara generatöre gönderilir. Generatörden de sürekli olarak absorbere fakir karışım gönderilmektedir. Generatörden absorbere gitmekte olan fakir karışımın sıcaklığı fazladır. Eşanjörde bu iki karışımın ısı alışverişi yaptırılır.

6. DENEYSEL ÇALIŞMA

6.1. Deneysel Çalışma Sonucunda Elde Edilen Parametrelere Göre LiBr Soğurucu H₂O Soğutucu Absorpsiyonlu Isı Pompasının Performans Katsayısının ve İşlerlik Etkinliğinin Hesabı

Daha önceki bölümlerde açıklandığı üzere, laboratuvar şartlarında dizayn edilen sistem, Şekil 12’de verilen şematik diyagramda belirtilen noktalara göre referans noktaları seçilmiştir.

Fotoğraf 1’de görülen deney düzeneğinin çalıştırılması Fotoğraf 8’de görülen kontrol paneli ile sağlanmaktadır. Referans noktalarında belirtilen evaporatör/kondenser ile generatör/absorber sıcaklıkları 2 adet 4 1/2 dijital Fe const. problu dijital termometreler çift yönlü swiç anahtarla kontrol edilerek istenilen yerin sıcaklığı panelden okunabilmektedir. Basınç değerleri ise generatör ile evaporatör girişlerine takılan manometrelerden okunmaktadır. Sistemde dolaşan akışkanın kütlelel debisi çözelti pompasının karakterstik 4 farklı çalışma tipine göre en uygun akış debileri seçilerek deneye devam edilmiştir.

Devrede dolaşan akışkanın LiBr konsantrasyonu ise tüm devre elemanlarının iç hacimleri ve donanımdaki hacimler dikkate alınarak, absorberdeki sıvı seviye göstergesinde tabandan merkeze 12cm’lik kısma kadar karışım yeterli görülerek %44’lük karışım hazırlanıp sistemde kullanılmıştır.

Yapılan tüm deneyler dikkate alınarak Şekil 24’ten Şekil 29’a kadar olan grafikler çıkarılmıştır. Örnek hesaplama için aşağıda tek bir deneyden elde edilen sonuçlara göre ısı hesaplamalar yapılmış, COP ve ECOP değerleri bulunmuştur.

Soğutucu → H₂O

Soğurucu → LiBr çözeltisi

Konsantrasyon oranı → % 46-44

1,2,3,4,5,6 noktalarındaki entalpi değerleri çözeltiliye ait olup, konsantrasyon ve sıcaklığa bağlı olarak Şekil 14'ten alınmıştır. Diğer noktalardaki entalpi değerleri ise suya ait olup, uygun su buharı tablolarından alınmıştır.

Tablo 2. Referans Noktalarındaki Sıcaklık, Basınç, LiBr Kütle Konsantrasyonu ve Özgül Entalpi Değerleri

Referans noktaları	T (°C)	P (kpa)	X (%)	m (kg/sn)	h (kJ/kg)
1	30	2.6	44	0.0065	62.5
2	30.5	5.8	44	0.0065	62.6
3	35.3	5.8	44	0.0065	76.3
4	42	5.8	46	0.0050	91.1
5	38	5.8	46	0.0050	85.1
6	37	2.7	46	0.0050	85.1
7	60	5.8	0	0.0015	2609.7
8	20	4.6	0	0.0015	83.86
9	18	4.6	0	0.0015	75.5
10	17	3.2	0	0.0015	75.5
11	8	2.9	0	0.0015	1579.3
12	14	2.9	0	0.0015	1600.3

Absorberde %44 konsantrasyonunda derişik Lityum Bromür çözeltilisi bulunmaktadır. Çözelti sıcaklığı 30-35°C arasında tutularak çözelti basıncı yaklaşık olarak 2.6 Kpa değerine düşürülebilmektedir. Su ile absorblanđında konsantrasyonun %44 olması düşünülerek generatöre gönderilmiş, generatörde ısıtma 55-60°C arası olduğunda 5.8 Kpa su buhar basıncı sağlanmıştır. Generatörde buharlaşan su kondensere gönderilmiştir. 4.6 kpa'da doymuş suyun sıcaklığı yaklaşık olarak 20°C civarındadır. Doymuş su 4.6 kpa basıncından evaporatörde 3.2 Kpa basıncına düşürülmüştür. Bu işlem esnasında, su buharlaşma ısı olarak evaporatörde 6-8°C civarına düşmüştür.

Analizde kullanılan veriler:

Absorbsiyon ünitesinin sıcaklığı	: 35 °C
Evaporatör sıcaklığı	: 6-8 °C
Kondenser sıcaklığı	: 20-50 °C
Generatör sıcaklığı	: 55-60 °C

6.1.1. Evaporatör Isısı

1 saatte evaporatörde m_7 kg su buharlaştığında elde edilen suyun 2.9 Kpa basıncında buharlaşmasıyla aldığı ısı;

$$Q_{ev} = m_7 (h_{11} - h_{10}) \quad \text{Kj/s olacaktır.} \quad (6.1)$$

Evaporatöre 17°C de girip 8°C' de çıkan su buharının alacağı ısı :

$$Q_{ev} = 0.0015(1579.3 - 75.5)$$

$$Q_{ev} = 2.2557 \text{ Kj/s}$$

6.1.2. Absorber Isısı

Absorberde atılan ısı miktarı;

$m_3 = 0.0065 \text{ kg/s}$ Absorberden %44 çözelti kütlesi

$m_4 = 0.0050 \text{ kg/s}$ Absorbere dönen %46 çözelti kütlesi

$m_7 = 0.0015 \text{ kg/s}$ Evaporatörden dönen akışkan kütlesi

$$Q_{ab} = m_7 h_{12} + m_4 h_5 - m_3 h_1 \quad (6.2)$$

$$Q_{ab} = 0.0015 \times 1600.3 + 0.0050 \times 85.1 - 0.0065 \times 62.5$$

$$Q_{ab} = 2.41 \text{ kj/s}$$

6.1.3. Generatör Isısı

Generatörde çözeltinin almış olduğu ısı miktarı;

$$Q_{ge} = m_7 h_7 + m_4 h_4 - m_3 h_3 \quad (6.3)$$

$$Q_{ge} = 0.0015 \times 2609.7 + 0.0050 \times 91.1 - 0.0065 \times 76.3$$

$$Q_{ge} = 3.8741 \text{ Kj/s}$$

Generatör sabit basınçta tutulurken çözeltinin kaynama noktası artacaktır. Yani önce 60°C'de buharlaşan seyreltik çözelti, derişik hale geldiğinde, 100°C'de buharlaşabilir. Bu sırada, çözeltinin kütlesiyle birlikte konsantrasyonu ve ısınma ısısı değişebilir. Bu nedenle çözeltinin generatörde, 60°C'ye kadar ısıtılması işleminde ortalama bir değer kullanılırsa daha dengeli bir sonuç elde edilir. Suyun giriş sıcaklığı 60°C ve çıkış sıcaklığı 50°C olduğuna göre Generatör için gerekli olan jeotermal su miktarı ise:

$$Q_{ge} = Q_T = m_J \times c_p \times \Delta T \quad (6.4)$$

$$m_J = \frac{Q_T}{c_p \Delta T} \quad (6.5)$$

$$m_J = \frac{3.8741}{4.18(60 - 50)}$$

$m_J = 0.094 \text{ kg/s}$ debisinde jeotermal su gereklidir.

6.1.4. Kondenser Isısı

Saatte 5.4 kg suyun yoğunlaştırılması düşünölmektedir. Kondensere 60°C'de gelecek olan su buharı yoğunlaştırılmak suretiyle 20°C'ye kadar soğutulunca alınacak ısı miktarı:

$$Q_{co} = m_7 (h_7 - h_8) \quad (6.6)$$

$$Q_{co} = 0.0015 (2609.7 - 83.86)$$

$$Q_{co} = 3.7887 \text{ kJ/s}$$

6.1.5 Toplam Isı Dengesi

$$Q_{ab} + Q_{co} = Q_{ge} + Q_{ev} \quad (6.7)$$

denkleminde:

Giren ısılar:

$$\text{Jeneratörde harcanan ısı} : 3.87 \text{ kJ/s}$$

$$\text{Soğutma ortamından alınan ısı} : 2.25 \text{ kJ/s}$$

$$\hline 6.12 \text{ kJ/s}$$

Çıkan ısılar:

$$\text{Absorpsiyon ünitesinden alınan ısı} : 2.41 \text{ kJ/s}$$

$$\text{Kondenserde alınan ısı} : 3.78 \text{ kJ/s}$$

$$\hline 6.19 \text{ kJ/s}$$

6.19 kJ/s \cong 6.12 kJ/s denkleğinden de görüldüğü gibi giren ve çıkan ısı dengesi sağlanmıştır.

6.1.6. Performans Katsayısını (COP) Hesabı

Çevrimin Performans Katsayısı (COP) değeri aşağıda verilen denklemlerle hesaplanmıştır.

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{ge}} \quad (6.8)$$

$$COP = \frac{2.2557}{3.8741}$$

$$COP = 0.5813$$

olarak bulunur.

6.1.7. Sistemin İşlerlik Etkinliğinin Hesabı

İdeal absorpsiyonlu soğutma çevriminde işlerlik etkinliği

$$ECOP = \frac{|E_{ev}|}{E_{ge}} \quad (6.9)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

Birim zamandaki evaporatör enerjisi ;

$$E_{ev} = Q_{ev} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ev}}\right) \quad (6.10)$$

Burada T_0 referans sıcaklığıdır ve değeri 298.15K'dir.

$$E_{ev} = 2.2557 \left(1 - \frac{298.15}{281.15}\right)$$

$$E_{ev} = 0.136$$

Birim zamandaki generatör enerjisi;

$$E_{ge} = Q_{ge} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ge}}\right) \quad (6.11)$$

$$E_{ge} = 3.8741 \left(1 - \frac{298.15}{333.15}\right)$$

$$E_{ge} = 0.407$$

$$ECOP = \frac{0.136}{0.407}$$

$$ECOP = 0.334$$

olarak bulunur.

Tablo 4'te hesaplamalardan elde edilen sonuçlar verilmiştir.

Tablo 3. Deneysel Çalışma Sonunda Sistemin Performans Parametreleri

Sistemin pratik işlerlik etkinliği	ECOP	0.334
Sistemin performans katsayısı	COP	0.5813
Dolaşım oranı	f	4.33
Jeotermal ısı kaynağı kütle debisi (kg/sn)	m_t	0.094
Isı değiştirici etkinliği	η	0.80
Generatöre verilen ısı (KW)	Q_{gc}	3.8741
Kondenserde atılan ısı (KW)	Q_{co}	3.7887
Evaporatörde çekilen ısı (KW)	Q_{ev}	2.2557
Absorberde atılan ısı (KW)	Q_{ab}	2.41
Pompalara verilen enerji (KW)	W_p	0.01

Yukarıda hesaplanan ve analizi yapılan sistemin deney düzeneği laboratuvarında kurularak işletmeye alınmıştır.

7.SONUÇLAR VE ÖNERİLER

7.1. Sonuçlar

Absorpsiyon yöntemi ile çalışan soğutma çevrimlerinde, enerji olarak buhar veya sıcak su kullanılabilir. Bu durum özellikle jeotermal enerjinin soğutma amacıyla kullanılması bakımından büyük önem arz etmektedir.

H₂O-LiBr sistemiyle çalıştırılan bu sistemde en çok 4-6°C'ye kadar inilmektedir. Bu nedenle, bu soğutma yöntemi, ancak air-condition (havalandırma) amacıyla ve patates, limon, elma vs çok düşük sıcaklık istemeyen ürünlerin depolanmasında kullanılabilir.

Ülkemizde 100°C'nin altında bir çok jeotermal kaynak mevcuttur. Bu kaynakların düşük verim nedeniyle elektrik enerjisi üretiminde kullanılması söz konusu değildir. Ülkemizin gündün güne artan soğuk depo ihtiyacı göz önüne alırsa bu kaynakların soğutma amacıyla kullanılması da büyük ekonomik yarar sağlayacaktır.

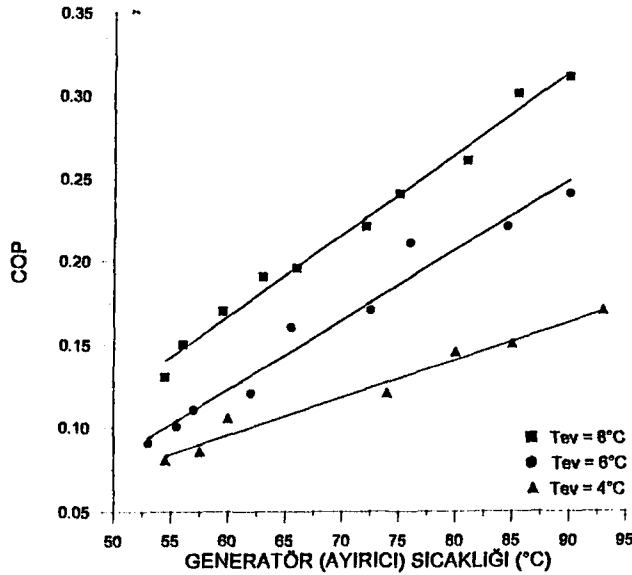
Yapılan hesaplamalarda yaklaşık 2.2557 KW soğutma kapasitesindeki bir tesis için 60°C sıcaklıkta jeotermal kaynaktan 0.094kg/s suyun yeterli olacağı görülmüştür. Diğer taraftan aynı sıcak suyun kış aylarında ısıtmada, yaz aylarında da air-condition amacıyla kullanılması ve böylece tam olarak değerlendirilmesi mümkün olacaktır.

H₂O/LiBr çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanlarının, ısı ve fiziksel özellikleri, termodinamik analizi ve boyutlandırılmasına ilişkin gerekli çalışma ve araştırmalar yapılmıştır. Hesaplamalar için gerekli bağıntılar formülize edilmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, güneş enerjisi, atık ve yenilenebilir enerji kaynakları ideal enerji kaynaklarıdır. Bu araştırmada, doğal bir enerji kaynağı olan jeotermal enerji kullanılarak Sıcakçermik ve jeotermal sahasındaki binaların yazın soğutma ihtiyacının karşılanacağı sonucuna varılmıştır. Bu çalışmada, soğutma sistemleri ve Sivas Sıcakçermik jeotermal sahası hakkında gerekli bilgi verilmiş, sistemin termodinamik analizi yapılmış, sistemin termodinamik modeli üzerinde durulmuş ve sistemin modellenmesi hakkında gerekli bilgiler verilmiştir.

Analizde sistemin COP'si ECOP'u ve her birimdeki ısı alışverişleri hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar bu bölümde, sonuçların irdelenmesi 7.2'de, literatürde verilen sonuçlarla karşılaştırılması bölüm 7.3'te, bu çalışmadan çıkarılan bulgular ve öneriler bölüm 7.4'te verilmiştir.

Bölüm 3'te görüldüğü gibi, bu termodinamik analizde buharlaştırıcıdaki tersinmezlikler, kondenser ile evaporatör ve absorber arasındaki basınç kayıpları dikkate alınmamıştır. Jeotermal veya atık ısı ile kullanılabilen sistemde ısı kaynağının sıcaklığı 55-80°C arasında değiştirilmiştir. Evaporatör sıcaklığı atık ısı kaynağı sıcaklığının 5 ila 10°C altında, kondenser sıcaklığı 20-24°C ve 26°C alınarak farklı atık ısı sıcaklıklarında performans parametreleri hesaplanmıştır. Denklem (3.56)'nın geçerli olduğu aralıkta, sistemin teorik etkinliğinin maksimum olduğu absorber ve generatördeki LiBr'ce fakir ve zengin karışımının kütle derişimleri %44 ve %46 alınmıştır.

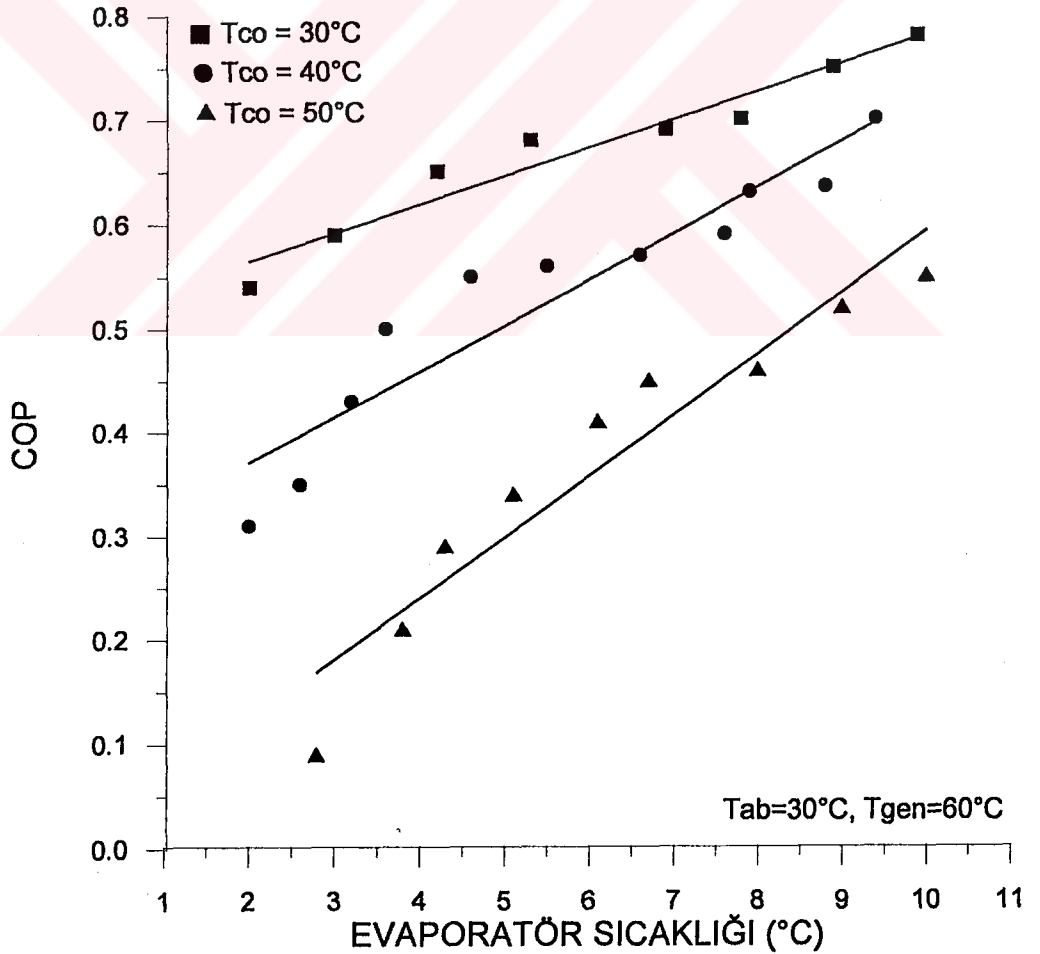
Literatürlerde H₂O-LiBr çifti absorpsiyonlu sistemlerin termodinamik analizinde H₂O-LiBr ve karışımlarının termodinamik özelliklerinin hesaplanmasında kullanılabilir pek çok farklı bağıntı verilmiştir. Analiz, farklı bağıntılar kullanılarak da yapılmış, fakat hangi bağıntı kullanılırsa kullanılsın hesaplanan sistemin teorik etkinliğindeki değişimin %10'un altında olmadığı görülmüştür.



Şekil 24. Farklı evaporatör sıcaklıkları için COP ve generatör sıcaklığının birbirine göre değişimi

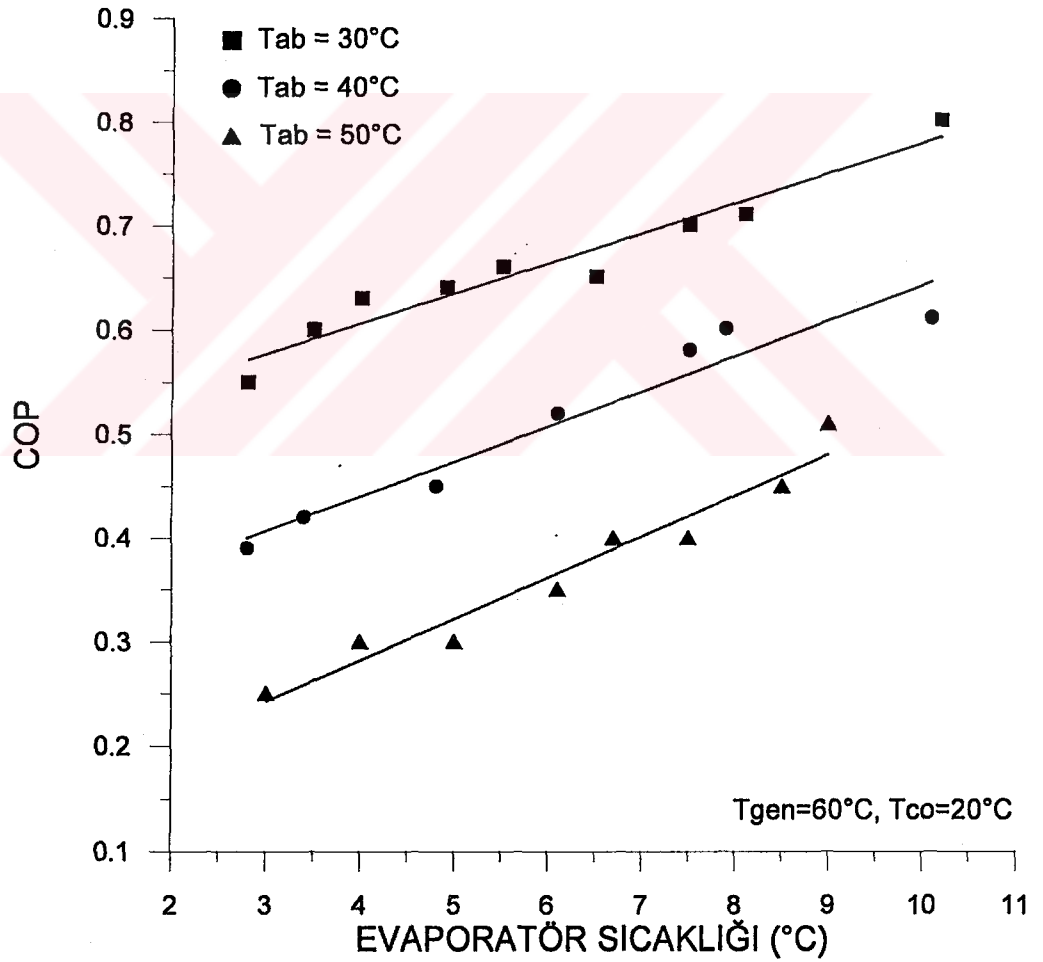
Başlangıçta ısı değiştiricilerinin etkinliğinin 0.8 olduğu kabul edilerek 26°C'lik sabit kondenser sıcaklığında, 35°C'lik sabit absorber sıcaklığında 4-6-8°C evaporatör sıcaklığları için sistemin COP'sinin generatör sıcaklığı ile değişimi Şekil 24'te verilmiştir. Analiz ısı değiştirici ısıl etkinliğinin 0.7 ve 0.9 değerleri içinde yapılmış fakat teorik COP'sinde önemli bir değişme göstermemiştir.

4-6-8°C'lik sabit evaporatör sıcaklığlarında, generatör sıcaklığlarının artırılmasıyla performans katsayısında artış gözlenmiştir. Bunun nedeni ise generatöre verilen ısı miktarı artırıldığı, buharlaşan soğutucu akışkan miktarı arttığından dolaşım oranı f 'te azalma görölmüştür. Dolaşım oranı f ile performans katsayısı ters orantılı olduğundan f 'teki azalmanın performans katsayısında artmaya neden olduğu gözlenmiştir.



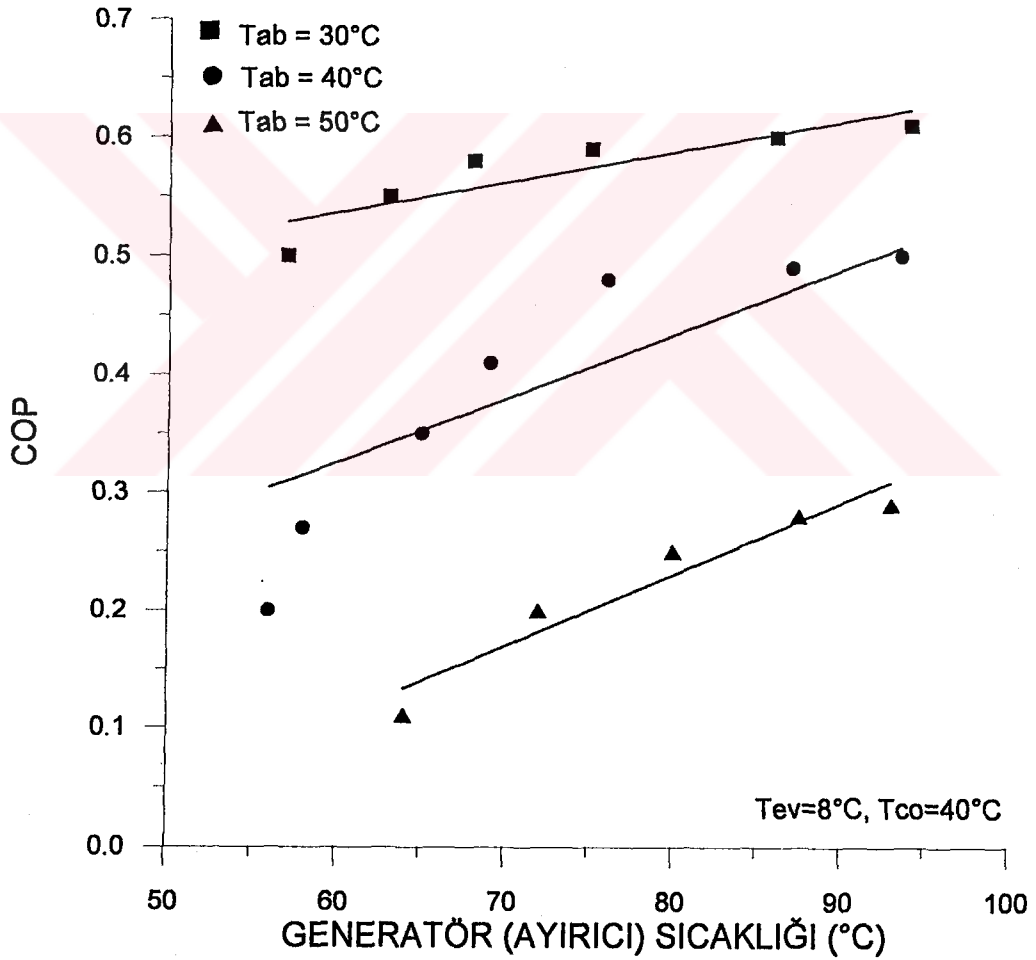
Şekil 25. Farklı kondenser sıcaklığları için COP'un evaporatör sıcaklığlarına göre değişimi

Şekil 25'te soğutma tesir katsayısının (sistem etkinliğinin) farklı kondenser sıcaklıklarında, evaporatör sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Yüksek evaporatör ve düşük kondenser sıcaklıklarında, dolaşım oranında büyük ölçüde azalma görülmüş, bu ise soğutma tesir katsayısının (COP) yüksek değerlere ulaşmasına sebep olmuştur.



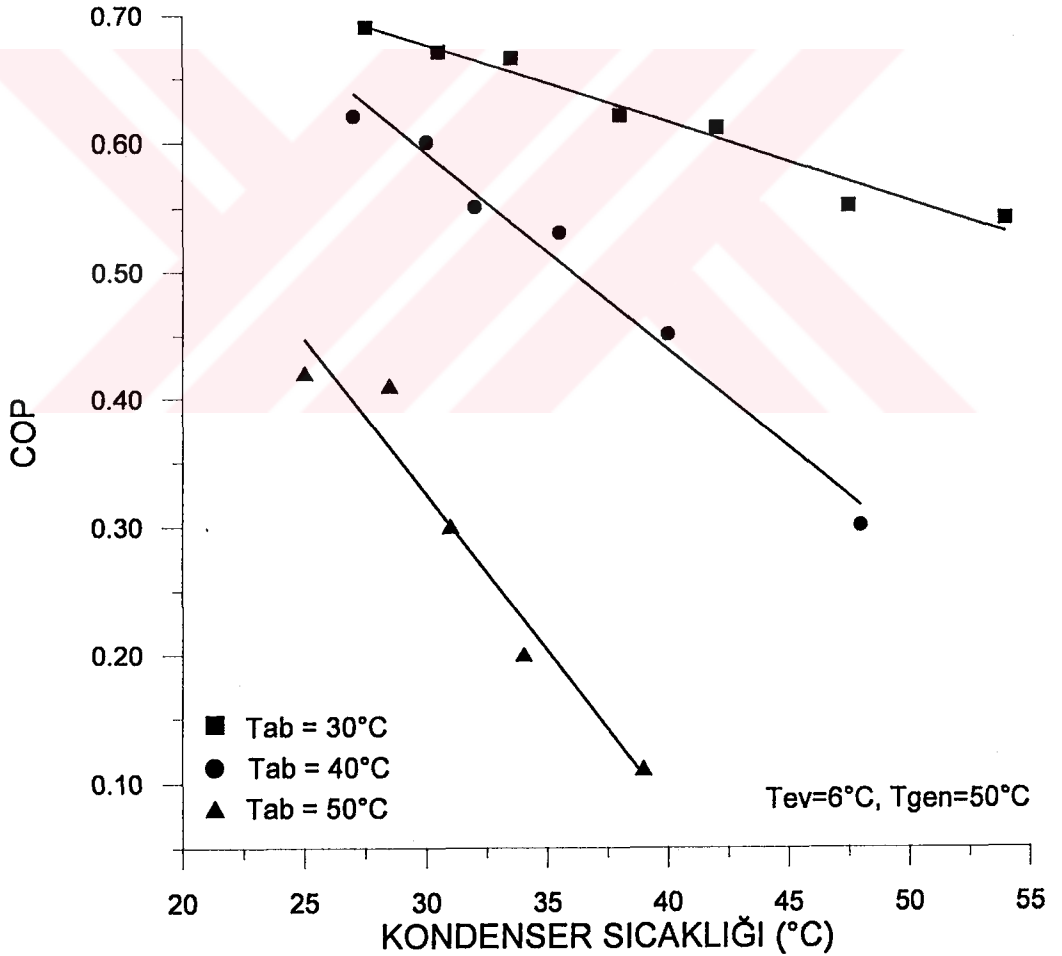
Şekil 26. Farklı absorber sıcaklıklarında sabit generatör ve kondenser sıcaklıkları için evaporatör sıcaklığı ve COP'nun birbirine göre değişimi

Şekil 26'da farklı absorber sıcaklıklarında sabit generatör ve kondenser sıcaklığı için soğutma tesir katsayısının değişimi görülmektedir. Düşük absorber ve yüksek evaporatör sıcaklıklarında soğutma tesir katsayısının (COP) arttığı gözlenmiştir. Evaporatör sıcaklığının artması ve absorber sıcaklığının düşmesi sonucu dolaşım oranı azalırken performans katsayısı artmıştır.



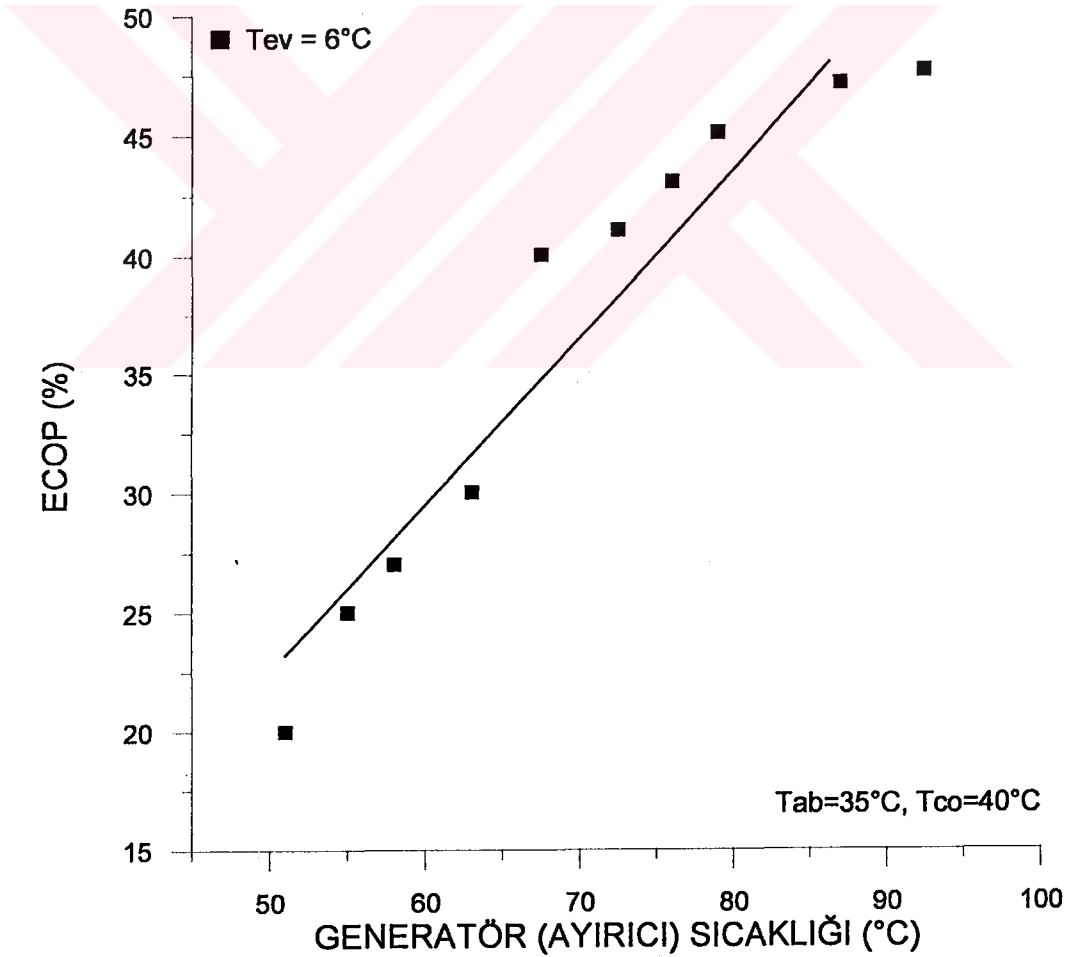
Şekil 27. Farklı absorber sıcaklıklarında sabit evaporatör ve kondenser sıcaklıklar için COP'un generatör sıcaklığına göre değişimi

Şekil 27’de yine farklı absorber sıcaklıklarında sabit evaporatör ve kondenser sıcaklığı için COP’un değişimi görülmektedir. Düşük absorber ve yüksek generatör sıcaklıklarında COP’un arttığı gözlenmiştir. Generatör sıcaklığının yüksek tutulması ile buharlaşan soğutucu akışkan miktarı artmış, zengin karışımın kütle konsantrasyonunda buna paralel olarak fazlalaşmıştır. Konsantrasyonlar arasındaki fark arttıkça, dolaşım oranı f azalmıştır. Buna karşılık performans katsayısında artma gözlenmiştir.



Şekil 28. Farklı absorber sıcaklıklarında sabit evaporatör ve generatör sıcaklıkları için COP'un kondenser sıcaklıklarına göre değişimi

Şekil 28'da sabit evaporatör ve generatör sıcaklıkları için farklı absorber sıcaklıklarında COP'un değişimi gözlenmektedir. Düşük kondenser ve düşük absorber sıcaklıklarında COP'un yüksek değerlerde olduğu gözlenmektedir. Kondenser sıcaklığının düşürülmesi, kondensere gönderilen soğutucu miktarının azaltılması ve hava debisinin artırılmasıyla sağlanmıştır. Kondensere giden buhar miktarının azalması, dolaşım oranında artmaya neden olmuş, bundan dolayı performans katsayısında düşme gözlenmiştir. Hava debisinin artırılmasıyla kondenser sıcaklığı düşmüş, dolaşım oranı azalmış ve performansta artma gözlenmiştir.



Şekil 29. İşlerlik etkinliğinin generatör (ayırıcı) sıcaklıklarına göre değişimi

Şekil 29'da işlerlik etkinliğinin (ECOP) ayırıcı sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Evaporatör sıcaklığının 8-10°C civarında ve generatör sıcaklığının 85-95°C arasında olduğu durumlarda işlerlik etkinliği maksimum değerlere ulaşmaktadır. Generatör sıcaklığı artarken, dolaşım oranında belirgin olarak azalmalar görülmüştür. Dolayısı ile ECOP değeri artmıştır.

7.2. Sonuçların İrdelenmesi

Akışkan olarak su kullanılması nedeniyle LiBr-H₂O sistemiyle 0°C' nin altına inilmesi kristallenme nedeniyle mümkün olmamaktadır. En iyi koşullarda evaporatör sıcaklığı 2-3°C 'ye kadar düşebilir. Bunu sağlayabilmek için absorpsiyon ünitesinin 30-35°C sıcaklıklarda tutulması gerekir. Kondenser içerisinde sıcaklığın yüksek olması, generatörde çözeltisinde daha yüksek sıcaklıklarda tutulmasını gerektirmektedir. Bu çalışmada, 55-60°C jeotermal ısı kaynağı kullanılması düşünülerek sistem çalıştırılmış ancak daha yüksek sıcaklıklarda sistemin etkinliğinin arttığı görülmüştür. Kondenser sıcaklığının düşük tutulması için su soğutmalı tip kullanılması daha uygun olacaktır. Soğutma suyu absorber ünitesi içinde kullanılabilir. Böylece kondenser sıcaklığı ve basıncı yeteri kadar düşürülerek, generatörde çözeltinin buharlaşma sıcaklığında azaltılmış olur.

Düzenekte bulunan generatörün yatay değil de dikey konumda çalıştırılması çözeltinin daha etkin ayrılması ve buharlaşmanın daha kısa sürede gerçekleşmesi sağlanabilir. Generatöre gelen akışkanın şamandıralı tankla beslenmesi daha uygun görülmüştür. Böylece buharlaşma için belirli bir süre sağlanabilecektir.

7.3. Sonuçların Literatürlerdeki Değerlerle Karşılaştırılması

Cheng ve Shih (1988) analizini yaptıkları su soğutuculu LiBr soğuruculu yarı açık soğurmalı sıcaklık yükseltisinde zengin karışım konsantrasyonu %50 ve fakir karışım konsantrasyonu %49 olarak performans parametrelerini incelemişler ve sistemin COP değerini 0.24 ile 0.73 arasında değiştiğini gözlemlemişleridir. Bu çalışmada bahsedilen deneysel çalışmada zengin karışımın konsantrasyonu %46, fakir karışımın konsantrasyonu %44 alınarak yapılan sistemde performans katsayısı

0.34-0.65 civarında değiştiği gözlenmiştir. Isı değiştirici etkinliğinin $\eta=0.8$ olduğu kabul edilerek sağlanan maksimum soğukluğun 8°C soğukluk elde edilebilmiştir.

Eisa, Devotta ve Holland (1986) analizini yaptılarını $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ çifti ile çalışın absorpsiyonlu ısı pompasının termodinamik dizayn hesaplarında $2-12^{\circ}\text{C}$ evaporatör sıcaklığında, COP'un $0.24-0.72$ arasında değiştiğini belirlemişlerdir.

Kim ve Oh (1994) hava soğutmalı $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ çifti ile çalışın absorpsiyonlu paralel akış tipli ısı pompası çevrim analizi çalışınlarında, yüksek generatör basınç ve sıcaklıklarında $2-3^{\circ}\text{C}$ evaporatör sıcaklıkları için COP değerini $1.10-1.23$ arasında hesaplamışlardır.

Rogdakis ve arkadaşları (1989), $\text{NH}_3-\text{H}_2\text{O}$ ve $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ çiftleri ile çalışın absorpsiyonlu soğutma sisteminin verimliliği üzerine yaptıkları çalışınmada teorik COP değerinin $6.3-7.5^{\circ}\text{C}$ evaporatör ve $56.7-66.2^{\circ}\text{C}$ generatör sıcaklıkları için %47 ila %88 arasında değiştiğini hesaplamışlardır.

Yukarıda verilen literatürlerde belirtilen COP değerlerinin teorik hesaplamalarla elde edildiği belirtilmektedir. Bu deneysel çalışınmada ise gerekli hesaplamalar yapılarak COP değeri 0.5813 civarında tesbit edilmiştir.

Tablo 5'te yapılan benzer teorik çalışınmalarla bu çalışınma arasındaki karşılaştırma görülmektedir.

Tablo 5. Yapılan Benzer Çalışınmaların Karşılaştırılması

	Teorik çalışınmalar			Deneysel bu çalışınma
	Rozenfeld et al	Landauro and Parades	Eğrican ve Yiğit	
X_f (%)	60.7	60.5	59	44
X_z	64.6	65	64.5	46
T_{ev}	8.6°C	7.4	5	8
T_{ge}	93°C	99.6	98	60
T_{ab}	41°C	42.9	42	37
T_{co}	38°C	42.5	42	40
COP	0.70	0.63	0.699	0.5813

7.4. Deneysel Bulgular ve Öneriler

Sistemde absorberin çalışması, çözelti konsantrasyonu ve sıcaklığı, akış oranı, giriş çıkış kesitleri vs. tarafından etkilenmektedir. Deneyler boyunca alınan ölçümler ve yapılan hesaplamalar sonucunda karışım akış oranının absorber ve generatörü etkilediği görülmüştür. Sistemde çalışma maddesi olarak kullanılan LiBr tuzu, yüksek nem alma ve çözünürlük kabiliyeti açısından konsantrasyon düşük tutularak deney gerçekleştirilmiştir. Maliyeti fazla olmasından dolayı yüksek konsantrasyonlarda deney tekrarlanamamıştır. Derişim artırılarak sistemin COP değeri incelenmelidir. Ayrıca absorber izotermal çalıştırılmamıştır. Çalıştırıldığında daha düşük konsantrasyonlarda soğurma olacağı açıktır.

Absorber çıkışı ve evaporatif soğutucu girişi arasında iyi izolasyon koşullarının sağlanması gerekmektedir. Deney süresi boyunca değişik işletme durumları incelendiğinden bağlantı elemanlarında izolasyon yapılmamıştır.

Generatör laboratuvar şartlarında çalıştırmak amacıyla gerçekleştirildiğinden jeotermal ısı kaynak sıcaklığını sabit tutacak şekilde termostatik kontrollü ısıtıcılar kullanılarak 55-80°C arasında sisteme ısı verilmesi sağlanmıştır. Isı kaynağı sıcaklığı artırıldığında sistemin çalışma rejimine gelmesi daha kısa sürede sağlanabilmektedir.

Generatör ve kondenser basınç altında çalıştığı için oluşan ısıl kayıplar sistem verimliliğini etkilemektedir. Bu kaçakların minimuma indirilmesi gerekmektedir.

Evaporatif soğutucuda tam izolasyon yapılmamıştır. Kapalı hacim içerisinde oluşturulan sıcaklık farkı yeterli görülmektedir. Tasarlanan soğutma kapasitesine ulaşmak mümkün olmuştur. Isı farkını büyütme amacıyla dizaynı değiştirilebilir ve sistemin verimliliği daha da artırılabilir.

Absorber ünitesi hesaplanan boyutlardan büyük tutularak yapılmıştır. Bunun sebebi işletme süresinin azaltılarak daha kısa sürede çözeltinin absorblanmasını sağlamaktır. Bu ise sistem içerisinde dolaştırılan LiBr-H₂O çiftinin hacimsel derişiminin artırılmasına sebebiyet vermiştir.

Sistemde uygun pompa seçimi önemlidir. Hem güç tüketimi hem de sistem verimliliği açısından önem arz etmektedir. Absorplanmanın tam olarak

sağlanabilmesi için ikinci bir pompa yerleştirilerek absorberin altından çekilen karışım pülverize olarak tekrar absorber içerisine püskürtülmektedir. Böylece absorber etkinliği artırılmış ve absorber sıcaklığı düşürülmüştür. Sirkülasyon pompasının yerleşimi ve çalışma koşulları teknik kuralara uygun olmalıdır. Çalışma esnasında pompa kesikli olarak çalıştırılarak generatörde buharlaşmanın ve zengin karışımın ayrılması için yeterli süre sağlanmıştır.

Bu geliştirilen iklimlendirme amaçlı soğutma sistemiyle deney sonuçlarından da görüldüğü gibi etkili bir soğutma kapasitesi elde edilebilmektedir.

Özellikle atık ısı kullanılması amaçlanarak dizayn edilen deney düzeneği sayesinde, mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemlerine göre aynı soğutma kapasitesi için sistem daha ekonomik olmaktadır.

Deneysel olarak gerçekleştirilen bu uygulama kış aylarında da ısıtma amaçlı olarak tasarlanabilir. Sonraki çalışmalarda generatör sonrası ara soğutucu ısı değiştiricili bir sistemle ve değişik generatör dizaynlarında da sistem denemeleri gerçekleştirilebilir.

Oluşturulan deney düzeneğinin kompakt olmasına çalışılmışsa da tasarımda daha kompakt ve az yer kaplayan elemanlar, daha iyi atelye imkanlarıyla sağlanabilir.

8.KAYNAKLAR

1. ABRAHAMSSON, K. and JERNQVIST, A., 1991. Carnot Coporison of Multi-Temperature Level Absorption Heat Cycles, *Int. J. Refrig.*, 16, 4.
2. ALVARES, S.G. and TREPP, Ch., 1987. Simulation of a Solar Driven Aqua-Ammonia Absorption Refrigeration System. Part 1: Matemactical Description and System Optimization, *Int. J. Refrig.*, 10, 40-48.
3. ANDBERG, J.W. and VILLET, G.C., 1983. Design Guidelines for Water-Lithium Bromide Absorbers, *Ashrae Transactions*, 89,220-232.
4. ATAER, Ö.E. ve GÖĞÜŞ, Y., 1991. Comparative Study of Irreversibilities in an Aqua-Ammonia Absorption, *Int. J. Reef.*,14, 86-92.
5. CHENG,C and SHIH, Y., 1988. Exergy and Energy Analysis of Absorption Heat Pumps, *International Journal of Energy Research*,12,189-203.
6. BONG T.Y., NG, K.C., CHUA, H.T. and H.L. BAO, H.L., 1994. Theoretical and Experimental Analysis of an Absorption Chiller, *Rev. Int. Froid*, 17, 351-357.
7. COSENZA, F. and VILLET, G.C., 1990. Absorption in Falling H₂O/LiBr Films on Horizontal Tubes, 96, 693-701.
8. ÇAĞLAR, K.Ö., 1961. Türkiye Maden Suları ve Kaplıcaları. M.T.A. Enst. Yayını. No:107, fasikül 4, s. 639-791, Ankara.
9. EĞRİCAN, N. ve YİĞİT, A., 1989. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Simülasyonu, *Isı Bilimi ve Tekniği 7. Ulusal Isı Kongresi*, S. 271-278, 26-28 Ege Üniversitesi, İzmir.
10. EĞRİCAN, N. ve YİĞİT, A., 1987. İnce Sıvı Filmlili Absorberlerin Isı ve Kütle Transferi Katsayılarının Nümerik Hesabı" , 7. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Ankara.
11. EISA, M.A.R., RASHED, I.G.A., DEVOTTA, S. and HOLLAND, F.A, 1986. Thermodynamic Desing Data for Absorption Heat Pump Systems Operating on Water - Lithium Bromide Part II: Heating, *Applied Energy*, 25, 71-82.
12. EISA, M.A.R., DEVOTTA, S. and HOLLAND, F.A.,1986. Thermodynamic Desing Data for Absorption Heat Pump Systems Operating on Water-Lithium Bromide Part II:Cooling , *Applied Energy* ,24, 287-301.

13. EISA, M.A.R., DEVOTTA, S. and HOLLAND F.A., 1986. Thermodynamic Desing Data for Absorption Heat Pump Systems Operating on Water-Lithium Bromide Part III :Simultaneous Cooling and Heating, *Applied Energy*, 25, 83-96.
14. EISA, M.A.R., DIGGORY, P.J. and HOLLAND, F.A., 1986. A Study of The Operating Characteristics of An Experimental Absorption Cooler Using Water-Lithium Bromide-Ethylene Glycol As A Ternary Working System, *International Journal of Energy Research*, 12, 459-472.
15. ERGİN, Ç., 1992. Sıcakçermik (Sivas-Yıldızeli) Yöresinin Jeolojisi ve Jeotermal Enerji Olanakları. Cumhuriyet Üniv. Fen Bil. Enst. Yüksek Lisans Tezi, Sivas.
16. FELLI, M., 1991. Absorption Refrigeration Thermodynamics, 97, 189-204.
17. GEORGE, M.J. and SRINIVASA, M.S., 1989. Influence of Heat Exchanger Effectiveness on Performance of Vapur Absorption Heat Transformers, *Received*, 14, 455-475.
18. GROSMAN, G. and WILK, M., 1994. Advanced Modular Simulation of Absorption Systems, *Rev İnt. Froid*, 17, 231-244.
ve Tekniği 7. Ulusal Isı Kongresi, S. 271-278, 26-28 Ege Üniversitesi, İzmir.
19. GROSMAN, G., 1981. Simultaneous Heat and Mass Transfer in Film Absorption Under Laminar Flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 26, 357-371
20. GROSMAN, G. and HEATH, M.T., 1984. Simultaneous Heat and Mass Transfer in Absorption of Gases in Turbulent Liquid Films, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 27,2365-2376.
21. HEM, J.D., 1985. Study and Interpretation of The Chemical Characteristics of Natural Water, 3.rd ed. U.S. Geological Survey Water Supply Paper. No 2254, p. 260.
22. KAUSHİK, S.C. and CHANDRA, S.,1985. Computer Modeling and Parametric Study of a Double Effect Generation Absorption Refrigeration Cycle, *Energy Convers. Mgmt*, 25, 9-14.
23. KUMAR, P. and DEVOTTA, S., 1990. Study Of An Absorption Refrigeration System For Simultaneous Cooling and Heating, *Ashrae Trans.* 96,2,291-298.

24. MCNEELY, L.A., 1979. Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide, Ashrae Trans, 85, 413-434.
25. MORAN, M.J. and HEROLD, K.E., 1987. Thermodynamic Properties of LiBr/H₂O Solutions, ASHRAE Transactions, 1, 35-48.
26. MUNEER, T. and UPPAL, A.H., 1985. Modelling and Simulation of a Solar Absorption Cooling System, Applied Energy, 19, 209-229.
27. PEREZ-BLANCO, H. PATTERSON, M.R., 1993. Numerical Fits of the Properties of Lithium-Bromide Water Solutions, Ashrae Trans, Part 2A, 2059-2077.
28. PEREZ-BLANCO, H., 1993. Conceptual Design of A High-Efficiency Absorption Cooling Cycle Rev. Int. Froid, 16, 429-433.
29. REAY, D.A and MACMICHAEL, D.B.A., 1988. Heat Pumps p.14-107, Pergamon Press, New York.
30. RIE, D. and KASHIWAGI, T., 1991. Computer Simulation of Vapor-Absorption Enhancement into H₂O/LiBr Absorbent by Marangoni Convection, JSME Int. Journal, 34, 355-361.
31. ROGDAKIS, E.D. and KAUREMENOS, D.A. DIMITROS. A., 1988. Thermodynamic Cycles for Refrigeration and Heat Transformer Units H₂O/LiBr, 17, 103-112.
32. SOĞUKOĞLU, M.M., 1991. Akışkanlar Mekaniği, p.143-155, Yayıncılık Matbaası, İstanbul.
33. SWALLOW, F. E. and SMITH, I.E., 1989. Vapour Absorption into Liquid Films on Rotating Discs, Int. J. Refrig, 12, 291-294.
34. ŞİMŞEK, Ş., 1993. Sıcak ve Mineralli Sular Ders Notları. Hacettepe Üniv. Müh. Fak. Ankara.
35. TIRIS, M., 1989. Jeotermal Enerji. Isı Bilim ve Tekniği Dergisi, Cilt 12 Sayı1.
36. VAN DER MEER, J. S., 1987. Simulation of a Refrigerant Evaporator, Ph. D. Thesis, Technische Universiteit Delft.
37. YÜKSEL, M.L., 1985. Gaz Absorpsiyonunda Birbirine Bağımlı Isı ve Kütle Transferi, 5. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi.

9. ÖZGEÇMİŞ

1970'te Erzurum'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Sivas'ta tamamladıktan sonra, 1987'de Cumhuriyet Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'ne girdi. 1991 yılında mezun oldu. 1993 Temmuz ayında Cumhuriyet Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, Termodinamik Anabilim Dalında araştırma görevlisi olarak çalışmaya başladı. Halen bu görevi sürdürmektedir.

10. EKLER

Ek-1 Kullanılan Isı Transfer Katsayılarını Veren Bağlıntılar

Boru içinde türbülanslı akış halinde, ısı taşınım katsayısını veren iki farklı denklem kullanılmıştır. Bunlardan birisi, Dittus-Boelter eşitliğidir. Bu eşitlik küçük sıcaklık farkları için uygundur (George ve Srinivasa, 1989)

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (\text{Ek-1.1})$$

Bu eşitliğin geçerli olduğu aralık ise,

$$0.7 < Pr < 100, Re > 10^4 \text{ ve } L / D > 60 \text{ dir.}$$

Sıcaklık viskozitenin çok keskin olarak değiştiği akışkanlar için, büyük sıcaklık farklarında Sieder ve Tate eşitliği uygundur (Soğukoğlu, 1991). Bu eşitlik

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_{ort}}{\mu_{cid}} \right)^{0.14} \quad (\text{Ek-1.2})$$

şeklindedir. Bu eşitlikte μ_{ort} ortalama akışkan sıcaklığındaki viskozite μ_{cid} cidar sıcaklığındaki viskozitedir. Bu eşitliğin geçerli olduğu aralık

$$0.7 < Pr < 16700, Re > 10^4 \text{ ve } L / D > 60 \text{ değerlerindedir.}$$

Boru dışından akan akışkan için ısı taşınım katsayısını veren bağıntı aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır (Saunders, 1988).

$$Nu = 0.36 \left(\frac{GD_e}{\mu A_e} \right) \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_{ort}}{\mu_{cid}} \right)^{0.14} \quad (\text{Ek -1.3})$$

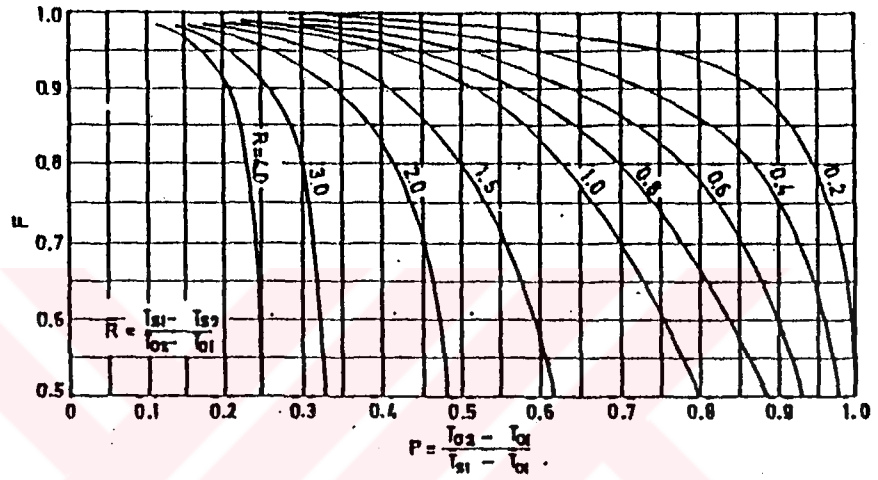
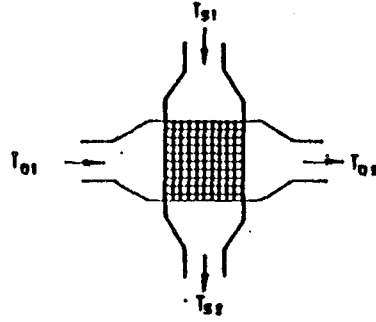
Burada D_e ve A_e ; eşdeğer çap ve akış kesitidir.

$$A_e = \frac{0.3D_s^2(t_e - D_0)}{t_e} \quad (\text{Ek-1.4})$$

$$D_e = \frac{(t_e - \frac{\pi D_0}{4})^4}{\pi D_0} \quad (\text{Ek-1.5})$$

Eşitliklerdeki; D_s , D_0 , ve t_e sırasıyla kovan çapı, boru çapı ve kovan iç ve dış çaplarının farkının yarısı yani et kalınlığıdır.

Ek-2



Şekil 30. Tek geçişli çapraz akımlı ısı değıştirgecinde her iki akışkanın karışmaması halinde düzeltme katsayısı