

168481

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ÇİFT ETKİLİ LiBr-H<sub>2</sub>O AKIŞKANLI ABSORPSİYONLU  
SOĞUTMA SİSTEMİNDE TERMODİNAMİKSEL  
BÜYÜKLÜKLERİN SİSTEM PERFORMANSINA  
ETKİLERİ**

**Makine Mühendisi Cafer SOLUM**

**FBE Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Isı Proses Programında  
Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Olcay KINCAJ**

*O. Kincaj*

**Y. Doç. Dr. Semra ÖZKAN**

**Prof. Dr. Denizci KILIC**

*S. ÖZKAN*  
*D. KILIC*

**İSTANBUL, 2005**

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	iv
KISALTMA LİSTESİ .....	v
ŞEKİL LİSTESİ .....	vi
ÇİZELGE LİSTESİ .....	viii
ÖNSÖZ.....	ix
ÖZET .....	x
ABSTRACT .....	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
2.1 Lee S. - Sherif S. A . ( 2001 ).....	3
2.2 Ravikumar T. S. - Suganthi L. - Samuel A. A. ( 1998 ).....	4
2.3 Talbi M. M. - Agnew B. ( 2000 ).....	5
2.4 Tozer R. M. - James R. W. ( 1997 ).....	6
2.5 Panzehir Ö. ( 2003 ).....	7
2.6 Keçeciler A. - Acar H. İ. - Canbek A. ( 1997 ).....	8
2.7 Castro J. - Leal L. - PozoP. - Segerra P.C.D. - Oliet C. ( 2002 ).....	9
2.8 İleri A. ( 1997 ).....	10
2.9 Florides G. A. - Kalogirou S. A . - Tassou S. A. - Wrobel L. C. ( 2002 ).....	12
2.10 Romero R. J. - Rivera W. - Pilatowsky I. - Best R. ( 2001 ).....	13
2.11 Chow T. T. - Zhang G. Q. - Lin Z. - Song C. L. ( 2002 ).....	14
2.12 Saravanan R. - Maiya M. P. ( 2003 ).....	15
2.13 Zhao Z. - F Zhou. - Zhang X. - Li S. ( 2003 ).....	17
2.14 Misra R. D. - Sahoo P. K. - Gupta A. ( 2003 ).....	18
2.15 Glebov D. - Setterwall F. ( 2002 ).....	19
3. ABSORPSİYONLU (YUTMALI) SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ (Genceli, 1997)22	
3.1 Pratik Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimleri.....	24
3.2 Soğutucu Akışkan-Absorbe Edici Çiftinin Karakteristikleri.....	25
3.3 Absorpsiyon İklimleme ve Soğutma Ekipmanı.....	28
3.3.1 Büyük Tonajlı Lityum Bromür-Su Ekipmanı.....	28
3.3.2 Komponentler .....	30
3.3.2.1 Jeneratörler .....	30
3.3.2.2 Kondenserler.....	30
3.3.2.3 Absorberler .....	30
3.3.2.4 Buharlaştırıcılar .....	30
3.3.2.5 Solüsyon Isı Değiştiricileri .....	30

3.3.2.6	Solüsyon ve Buharlaştırıcı Pompaları .....	30
3.3.2.7	Temizleyiciler (Purger).....	30
3.3.2.8	Genleşme Cihazı.....	30
3.3.2.9	Kapasite Kontrolü.....	31
3.3.2.10	Yoğunlaşan Su Sıcaklığı Kontrolü .....	32
3.3.2.11	Koruyucu Cihazlar.....	32
3.3.3	Ekipman Ölçülendirme ve Seçimi.....	33
3.3.4	Küçük Tonajlı Lityum Bromür-Su Ekipmanı.....	33
3.4	Amonyak-Su Ekipmanı .....	35
3.4.1	Komponentler .....	35
3.4.1.1	Jeneratör.....	36
3.4.1.2	Isı Eşanjörü.....	36
3.4.1.3	Doğrultmaç (Redresör) .....	37
3.4.1.4	Absorber ve Kondenser .....	37
3.4.1.5	Buharlaştırıcılar .....	37
3.4.1.6	Solüsyon Pompaları.....	37
3.4.1.7	Kapasite Kontrolü.....	37
3.4.1.8	Koruyucu Cihazlar.....	38
4.	<b>ÇİFT ETKİLİ LiBr-H<sub>2</sub>O AKIŞKANLI ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ</b> .....	39
4.1	Sistemin Tanıtımı .....	39
4.2	Sistemin Çalışma Şekli.....	41
4.3	Sistemin Termodinamik Analizi.....	42
4.4	Sistemin Termodinamik analizinde yapılan kabuller .....	51
4.5	Sistemin Performans Katsayısının Hesabı.....	52
4.6	Araştırma Bulguları ve Değerlendirme .....	60
5.	<b>SONUÇLAR</b> .....	78
	<b>KAYNAKLAR</b> .....	79
	<b>ÖZGEÇMİŞ</b> .....	82

## SİMGE LİSTESİ

C£	Kıbrıs paundu
E, e	Verim
H, h	Entalpi [kJ/kg]
$\Delta H_p$	Pompa entalpi farkı [kJ/kg]
LiBr	Lityum Bromür
M, m	Kütle [kg]
Q	Isıtma veya soğutma yükü [kW]
T, t	Sıcaklık [°C]
V	Yoğunluk [kg/m <sup>3</sup> ]
X	Çözelti derişiklik oranı
x	Kuruluk oranı
W <sub>p</sub>	Pompa işi [kJ]
E	İkinci kanun verimi
$\Delta$	İki değer arası fark
$\Sigma$	Toplam



## KISALTMA LİSTESİ

AHT	Absorpsiyon ısı transformatörleri
ANN	Yapay sinirsel ağ
A.Ş.	Anonim Şirketi
COP	Soğutma Performans Katsayısı
CPC	Birleşik parabolik kolektör
CPU	Ünite proses kodu
ECOP	Sistemin pratik işlerlik etkinliği
FNP	Satın alınmayan enerji oranı
GA	Genetik algoritma
HFC	Hidroflorokarbon
IE-1	Birinci ısı eşanjörü
IE-2	İkinci ısı eşanjörü
NN	Sinirsel ağ
PTX	Basınç-sıcaklık konsantrasyonu
SPC	Güneş enerjisi performans katsayısı
TEWI	Toplam eşdeğer ısıtma etkilenmesi
TMY	Meteorolojik yılın hava değerleri
TRNSYS	Bilgisayarda simülasyonla modelleme programı
T-S	Sıcaklık/entropi diyagramı
USA	Amerika Birleşik Devletleri
2MP	2 metil -1 pentanol

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 3.1	Lityum bromür-su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi (Genceli, 1997). ....	23
Şekil 3.2	Lityum bromür-su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevriminin basınç-sıcaklık diyagramı (Genceli, 1997).....	23
Şekil 3.3	Amonyak-su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi (Genceli, 1997). ....	25
Şekil 3.4	Çift gövdeli lityum bromür-su çevrimli çiller diyagramı (ASHRAE, 1983)....	29
Şekil 3.5	Tek gövdeli lityum bromür çevrimli su çilleri (ASHRAE, 1983). ....	29
Şekil 3.6	Direkt ateşlemeli lityum bromür çevrimli su çilleri (ASHRAE, 1983). ....	34
Şekil 3.7	Direkt ateşlemeli hava soğutmalı amonyak – su çilleri (ASHRAE, 1983).....	35
Şekil 4.1	Çift etkili LiBr-su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemi akış şeması.....	40
Şekil 4.2	Absorber akışkan giriş-çıkış şeması.....	43
Şekil 4.3	Birinci jeneratör akışkan giriş-çıkış şeması. ....	44
Şekil 4.4	İkinci jeneratör akışkan giriş-çıkış şeması. ....	46
Şekil 4.5	İkinci ısı eşanjörü akışkan giriş-çıkış şeması.....	48
Şekil 4.6	Birinci ısı eşanjörü akışkan giriş-çıkış şeması.....	49
Şekil 4.7	Çift etkili lityum bromür-su sistemi için tipik eriyik çevrimini gösteren denge diyagramı (Genceli, 1997).....	55
Şekil 4.8	Lityum bromür-su eriyiği için entalpi-derişiklik diyagramı (Genceli, 1997). ..	56
Şekil 4.9	COP'nin birinci jeneratör sıcaklığı ile değişimi. ....	61
Şekil 4.10	COP'nin birinci jeneratör basıncı ile değişimi.....	62
Şekil 4.11	COP'nin ikinci jeneratör sıcaklığı ile değişimi.....	62
Şekil 4.12	COP'nin ikinci jeneratör basıncı ile değişimi. ....	63
Şekil 4.13	COP'nin kondenser sıcaklığı ile değişimi.....	64
Şekil 4.14	COP'nin absorber sıcaklığı ile değişimi. ....	64
Şekil 4.15	COP'nin evaporatör sıcaklığı ile değişimi. ....	65
Şekil 4.16	COP'nin birinci ısı eşanjörü verimi ile değişimi. ....	65
Şekil 4.17	COP'nin ikinci ısı eşanjörü verimi ile değişimi.....	66
Şekil 4.18	COP'nin ısı eşanjörlerinin farklı değerlerinde birinci jeneratör sıcaklığı ile değişimi.....	66
Şekil 4.19	COP'nin evaporatör sıcaklığının farklı değerlerinde birinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi. ....	67
Şekil 4.20	COP'nin kondenser sıcaklığının farklı değerlerinde birinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi. ....	68
Şekil 4.21	COP'nin absorber sıcaklığının farklı değerlerinde birinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi. ....	68
Şekil 4.22	COP'nin farklı kondenser sıcaklıklarında, evaporatör sıcaklığıyla değişimi....	69
Şekil 4.23	COP'nin farklı absorber sıcaklıklarında, evaporatör sıcaklığıyla değişimi. ....	69
Şekil 4.24	Farklı absorber sıcaklıklarında, COP'nin kondenser sıcaklığıyla değişimi.....	70
Şekil 4.25	Farklı evaporatör sıcaklıklarında, COP'nin ikinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi.....	71
Şekil 4.26	Farklı birinci jeneratör basınçlarında, COP'nin ikinci jeneratör basıncıyla değişimi.....	71
Şekil 4.27	Farklı birinci jeneratör sıcaklıklarında, COP'nin ikinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi.....	72
Şekil 4.28	Farklı absorber sıcaklıklarında, COP'nin ikinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi.....	72
Şekil 4.29	Farklı kondenser sıcaklıklarında, COP'nin ikinci jeneratör sıcaklığı ile değişimi.....	73

Şekil 4.30	Isı eşanjörlerinin farklı değerinde, COP'nin ikinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi.....	74
Şekil 4.31	Farklı evaporatör sıcaklıklarında, COP'nin birinci jeneratör basıncına göre değişimi.....	74
Şekil 4.32	Farklı absorber sıcaklıklarında, COP'nin birinci jeneratör basıncına göre değişimi.....	75
Şekil 4.33	Farklı evaporatör sıcaklıklarında, COP'nin ikinci jeneratör basıncı ile değişimi.....	75
Şekil 4.34	COP'nin farklı absorber sıcaklıklarında ikinci jeneratör basıncı ile değişimi..	76
Şekil 4.35	Isı eşanjör verimlerinin farklı değerlerinde COP'nin birinci jeneratör basıncı ile değişimi.....	76
Şekil 4.36	Isı eşanjör verimlerinin farklı değerlerinde COP'nin ikinci jeneratör basıncı ile değişimi.....	77



## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 4.1	Referans noktalarındaki sıcaklık, basınç, kütle, çözelti derişiklik oranı ve entalpi değerleri. ....	57
-------------	--	----



## ÖNSÖZ

Bu tez, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'ne bağlı Makine Mühendisliği anabilim dalında ısı proses programında hazırlanan yüksek lisans tezidir.

Bu tezin hazırlanmasında bana büyük destek ve yardımlarından dolayı, tez danışmanım olan çok değerli hocam Prof. Dr. Olcay Kıncay'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Kendisi çok değerli bir şahsiyet olmasının yanında bizleri motive etmesi, hiç eksik etmediği güler yüzlülüğü, yön göstericiliği takdire şayandır. Bu tezi bitirmemde büyük sabır örneği göstermiştir. Dileğim, değerli hocamızın uzun yıllar okulumuza hizmet etmesi ve bir çok öğrenciye önderlik etmesidir.

Tezi bitirmemde büyük katkıları olan ayrıca, saygıdeğer Y. Doç. Dr. H. Hüseyin Erdem'e teşekkürü bir borç bilirim. Kendisi genç olmasına rağmen fazlasıyla bilgi birikimine sahip olup okulumuza büyük katkıları olacağı kanaatini taşımaktayım. Bana en olumsuz koşullarda dahi yardımını esirgemediği için kendisine minnettarım.

Lisansımı da tamamladığım ve daima büyük onur duyduğum okulumuzda yüksek lisansı da bitirmiş olmaktan sonsuz mutluluk duymaktayım.



## ÖZET

Son yıllarda yaşanan enerji darboğazı nedeniyle absorpsiyonlu soğutma sistemleri yeniden önem kazanmış ve birçok klima uygulamalarında kullanılmaya başlanmıştır. Ucuz bir enerji kaynağı bulunduğu bu sistemlerin işletmeleri düşük maliyetlerde kalmaktadır. Bu çalışmada LiBr-su akışkan çiftiyle çalışan bir çift etkili absorpsiyon soğutma sisteminin termodinamiksel büyüklüklerinin sistem performansına etkileri incelenmiştir. Sistem elemanlarının sıcaklık ve basınçları değiştirilerek, sistemin COP'si ölçülmüştür.

Bu çalışmada, bir mühendislik programı kullanılmıştır. Sonuçlar göstermiştir ki çift etkili böyle bir absorpsiyon soğutma sisteminde basınç ve sıcaklıklar son derece hassas düzenlemeler gerektirmektedir. Bu nedenle fazla bir çalışma aralığı bulunmamaktadır. Elde edilen sonuçlar grafiklerle detaylı olarak açıklanmıştır. Genelde tek etkili absorpsiyon soğutma sistemlerinde, sistem performansı 1'in üzerine çıkamaz. Bu sistemde ise, COP'nin 1'in üzerine çıktığı görülmüştür.

**Anahtar kelimeler:** Absorpsiyon soğutma sistemi, LiBr-su akışkanlı çift etkili absorpsiyon soğutma sistemi, absorpsiyon soğutma sisteminin performansı.

## **ABSTRACT**

Absorption cooling system has been taken seriously again and started to be used on many air conditioning applications due to energy bottleneck experienced recently. When any cheap source of energy has been discovered running costs of such systems would come out low. In this study, effect of thermodynamical quantities of any double-effect absorption system operating by means of double fluid, LiBr-water on system performance, were examined. COP of the system was measured by changing temperatures and pressures of system parts.

In this work, an engineering program was used. The results revealed that pressures and temperatures in such a double-effect absorption system were required rather sensitive/exact setups. For this reason, operating range isn't too wide. Obtained results are described in detail on diagrams. The system performance often cannot exceed 1 on a single-effect absorption cooling system. The performance of this system was seen to go over one.

**Keywords:** Absorption cooling system, double-effect absorption cooling system with LiBr-water, performance of coefficient for absorption cooling system.



## 1. GİRİŞ

Soğutma için ısı enerjisinin kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sistemleri 1850'li yıllarda bulunmasına rağmen önemsenmemiş fakat günümüzde tekrar önem kazanmaya başlamıştır. Absorpsiyonlu soğutma çevriminde iki farklı akışkan dolaşır. Bu akışkan evaporatörde buharlaşarak soğutma yükünün ortamdan çekilmesini sağlar. Diğer akışkan, soğurucu akışkan olup çevrimin belirli bir kısmında soğutucu akışkanı taşır.

Dünya nüfusunun artması çeşitli sorunlarla birlikte enerji ihtiyacının karşılanması problemini de gündeme getirmiştir. Günümüzde, sanayileşme ve kalkınmanın en önemli girdileri arasında yer alan enerji, bütün dünya ülkelerinde olduğu gibi ülkemizde de önemini ve güncelliğini sürdürmektedir. Teknolojik gelişmeler sonucu enerji gereksinimi hızla artmış ve buna bağlı olarak da petrol bazlı yakıtlar doğal gaz, kömür rezervleri gibi birincil enerji kaynakları da hızla azalmıştır. Ülkemiz enerji kaynakları açısından zengin bir ülke değildir ve bu kaynaklar yıllık birincil enerji ihtiyacının karşılanmasında yetersiz kalmaktadır.

Yukarıda bahsedildiği gibi enerji ihtiyacının artması, kaynakların yetersizliği, enerji maliyetinin yüksek oluşu ve elektrik kalitesinin düşük olması sonucunda, kojenerasyon uygulamaları gündeme gelmiştir. Özellikle tekstil, kağıt, kimya, gıda gibi hem kaliteli elektrik hem de ısı gereksinimi olan sektörler için bu uygulama daha karlı, daha zorunlu ve daha güncel olacağı düşünülmektedir.

Soğutma sistemleri için alternatif enerji kullanımı artık gerekli ve şarttır. Ucuz enerji dönemi şartlarında tasarlanmış, soğutma sistemleri ve tesislerinin günümüzün pahalı enerji dönemi koşullarına uyarlanması kapsamlı ve çok yönlü çalışmaları gerektirmektedir. Bu çalışmalar arasında absorpsiyonlu çevrimler geniş bir uygulama alanı ile cazip bir seçenek haline gelmiştir.

Absorpsiyon yöntemi ile çalışan soğutma çevrimlerinde birincil enerji olarak buhar veya sıcak su kullanılmaktadır. Bu sistemler özellikle ısı kaynağının bol ve ucuz olduğu yerlerde verimli ve ekonomik olmaktadır.

Adından da anlaşılacağı gibi, soğurmalı (absorpsiyonlu) soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın bir ikinci akışkan içinde soğurulması söz konusudur. Geliştirilmiş iki ayrı tip absorpsiyonlu soğutma sistemi olup, bunlar lityum bromür-su ve amonyak-su ikili karışımlarıyla çalışmaktadır. Diğer bir uygulama ise lityum klorür-su çiftidir. Lityum bromür-su lityum klorür-su çiftlerinin uygulama alanları, soğutma sıcaklıklarının 0 °C'nin üzerinde

olduğu yaz iklimlendirmesiyle sınırlıdır. Amonyak-Su çiftinde, soğutma sıcaklığında 0 °C'nin altına inilmektedir. Amonyak-Su soğutma makinesinin patenti, 1859 yılında Fransız Ferdinand Carre tarafından alınmıştır. Birkaç yıl içinde ABD'de bu tür makineler buz yapmak ve gıdaları soğutmak amacıyla yapılmaya başlanmıştır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin avantajı 50-80 °C aralığında düşük sıcaklıktaki ısı kaynağı yardımıyla çalışabilmesidir. Bu enerji ise, güneş, jeotermal ve endüstriyel atıklardan buhar veya su kaynaklarından sağlanabilir. Dezavantajları ise, küçük boyutlarda imal edilememesi ve bu sistemin verimli çalışabilmesi için, 60-80 dakikalık ön çalışmaya ihtiyaç duyulmasıdır.

Absorpsiyonlu soğutma çevrimleri, hemen hemen buhar sıkıştırma çevrimlere benzerler. Buhar sıkıştırma sistemlerinde, evaporatör, kondenser, kompresör ve genişleme valfi vardır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ise, kompresörün yerini, absorber, jeneratör, eriyik pompası ve genişleme valfi almıştır. Buhar sıkıştırma çevrimdeki mekanik işlemin yerini, absorpsiyonlu soğutma sisteminde fizikokimyasal işlemler alır.

Sistemin yapısı diğer soğutma sistemlerine göre daha karmaşık ve soğutma tesir katsayısı küçüktür. Ancak atık enerjilerin değerlendirilmesi söz konusu olduğu zaman en uygun sistemdir. Diğer sistemlerde sıkıştırma işlemi bir kompresörle yapılmasına rağmen, absorpsiyonlu sistemlerde bu işlem su molekülleri ile NH<sub>3</sub>, LiBr veya LiCl molekülleri arasındaki çekme kuvvetleri ile yapılmaktadır. Yüksek sıcaklıklarda LiBr kütle konsantrasyonu sınırlıdır. Çalışma sıcaklığı arttıkça % 68 LiBr oranından sonra kristalleşme başlamaktadır. Lityum Bromür-Su soğutma sisteminin çalışma koşullarının tayini için, üç sıcaklık seçilmesi gerekir. Bunlar evaporatör, yoğuşturucu ve jeneratör sıcaklığıdır. Evaporatör sıcaklığı suyun donma sıcaklığı ile sınırlıdır. Ayrıca buharlaşma sıcaklığının düşmesi basıncın da düşmesini sağladığından, LiBr'ün kristalleşme riskini artırır.

Aynı durum jeneratör için de söz konusudur. Yüksek sıcaklıklarda konsantrasyona bağlı olarak, LiBr'ün kristalleşme eğilimi artar. Yoğuşturucu sıcaklığı jeneratördeki soğutucu akışkanın kısmi buhar basıncı ile belirlenir ve absorberden gelen soğutma suyu ile kontrol edilir.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Absorpsiyonlu soğutma uygulamaları üzerine, enerjinin çok önemli olduğu günümüzde, birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların hemen hemen hepsinde ucuz enerjiden yararlanma yoluna gidilmiştir. Bu enerjiler, giriş bölümünden de bahsedildiği gibi, atık buhar veya su, jeotermal sıcak suları, bu ikisinin olmadığı yerlerde ise, güneş enerjisinden istifade edilmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, sadece jeneratörde enerjiye ihtiyaç olduğundan, jeneratörü besleyecek ucuz bir enerji bulunduğu, diğer soğutma sistemlerinden çok daha ucuz işleme gideri olmaktadır. Bu sistemlerde, pompa gücü, değeri düşük olduğundan çoğunlukla hesaplamalarda ihmal edilmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde çoğunlukla lityum bromür-su veya amonyak-su akışkan çiftleri kullanılmıştır. Kompresörlü sistemlerin aksine, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutma performans katsayısı (COP), birin üzerine çıkamamakta yani düşük değerlerde seyretmektedir.

### 2.1 Lee S. - Sherif S. A . ( 2001 )

Isıtma ve soğutma uygulamalarında Lityum Bromür-Su akışkanlarının kullanıldığı absorpsiyonlu sistemin termodinamik analizini yapmışlardır. Bu analiz termodinamiğin temel konuları olan birinci ve ikinci kanunlar için yapılmıştır. Bu çalışmada teorik hesaplamalar yapılmış ve simülasyon uygulanmıştır. Simülasyon, ısı kaynağı, soğutulmuş su, soğutma suyu ve mevcut sıcak su sıcaklıkları gibi farklı çalışma durumları altında absorpsiyon sisteminin soğutma performans katsayısı (COP) ve ekserji verimini belirlemek için çalıştırılmıştır.

Simülasyonların performansı, soğutma ve ısıtma uygulamaları için lityum bromür-su akışkan çiftli absorpsiyon sistemi için hesaplanmıştır. Burada birinci ve ikinci kanun verimlerinin her ikisi de bir çok çalışma durumunda araştırılmış ve karşılaştırma yapılmıştır. Değişik çalışma koşullarıyla birlikte soğutma için absorpsiyon sisteminin parametrik analizinde, beklendiği gibi düşük soğutma suyu sıcaklığının daha yüksek bir soğutma COP'si ve daha yüksek bir ekserjitik verim sağlayacağı açıktır. Sonuçlar aynı zamanda göstermiştir ki, daha yüksek soğutulmuş su sıcaklığıyla çalışan absorpsiyon sistemi daha iyi bir soğutma COP'ne sahip olmasına karşın, bu sistem, düşük soğutulmuş su sıcaklığıyla çalışan sistemlerden daha küçük ekserjitik verime sahiptir. Isı kaynağı sıcaklığının artması absorpsiyon sisteminin soğutma COP'ni iyileştirilebilir fakat, belli bir noktanın ilerisinde ısı kaynağı sıcaklığı yükseldiği için, sistemin COP'si düzleşmesi durur hatta düşer. Isı kaynağı sıcaklığı yükselmesinin bu negatif etkisi ekserjitik verimde daha dikkate değerdir çünkü, düşüş daha fazla olur.

Isıtma uygulamalı absorpsiyon sisteminin parametrik analizinde, ısı kaynağı sıcaklığının yükselmesi, ısıtma COP ve ekserji veriminden her ikisini de yükselteceği aşikârdır. Bununla birlikte, ısı kaynağı sıcaklığının yükselmesi Lityum Bromür-Su çözeltisi için, yüksek bir kristalleşme riski sonucunu doğurabilir. Sistem ayrıca, daha yüksek bir sıcaklıkta sıcak su tedarik edilmesine ihtiyaç duyduğunda, küçük bir çalışma alanı ve yüksek bir kristalleşme riskine haizdir. Düşük çevre sıcaklığı durumunda, LiBr/H<sub>2</sub>O absorpsiyon sistemi ısıtma için iyi termodinamik verime haiz olmaz ve hatta soğutucunun donma problemlerinden dolayı normal bir şekilde çalışmayabilir. Böyle bir durum ortaya çıktığında, muhtemelen ısı kaynağı akımı absorpsiyon sistemi çalıştırmaksızın, direkt olarak ısıtma alanında sağlanmış olması gerekmektedir.

## 2.2 Ravikumar T. S. - Suganthi L. - Samuel A. A. ( 1998 )

Güneş enerjili çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji analizini yapmışlardır. Bu çalışmada, güneş enerjili absorpsiyon sisteminde ekserji değişme miktarını detaylı olarak incelemişlerdir. Çevrim parametrelerinin etkisi, daha iyi dizayn ile sistem performansını iyileştirme değişik yöntemleri belirtilen etki ve sonuçlar birinci ve ikinci kanun temelleri üzerinde analiz yapılmıştır. Ayrıca, daha iyi bir evaporatör kalitesi, daha iyi kalitede diğer komponentlerden sistem performansı üzerindeki etkisi daha fazladır. İkinci kanun analizinin, nicel olarak bir sistemdeki kayıpları tasavvur etmesi ve optimizasyon için net eğilimler vermesi bu çalışmada gösterilmiştir.

Ekserji analizi, enerjiyle ilgili sistemlerin dizayn ve performans analizi için geleneksel ısı bilanço metodu ötesinde iki avantaja sahiptir. Bu analiz, sistemdeki gerçek verimsizlikleri ve bu verimsizliklerin yerlerini daha doğru bir şekilde ölçümünü sağlar. Ayrıca kompleks sistemlerin sistem veriminin doğru ölçümünü verir. Soğutma çevriminde ısı bilanço analizi ile gerçek kayıpları öğrenmek mümkün değildir. Örnek olarak, kısma valfinda enerji kaybı yoktur fakat, bu işlem süresince bir basınç düşüşü vardır. Potansiyel bir düşüş vardır ve bu sadece ekserji analizi yoluyla öğrenilebilir. Isı bilançosu analizinden, çevrimdeki ana kayıpların kondenserde olduğu sonucunu çıkarmak mümkündür. Fakat, tam olarak gerçek kayıpların nerede meydana geldiği ve bu kayıpların nasıl indirgeneceği ancak ekserji analizi ile bulunabilir. Soğutma sisteminin düşük karnot veriminden dolayı, ekserji analiz uygulaması tahmin edilebilir etkili enerji korunum kazanımları ile bilgi sağlar.

Çift etkili güneş enerjili üretim sistemi doğada komplekstir. İkinci etkili jeneratör diğer bütün parametrelerle belirlendiğinde, birinci etkili jeneratör için çalışma sıcaklığı belirlenir ve bu,

çalıştırma sıcaklığının geniş bir alanı ötesinde değiştirmek zor olur. Analizin amacı için, jeneratör sıcaklığı 120 °C ve 125 °C arasında değiştirilir ki, normalde doğu-batı yönlendiricili parabolik güneş kolektöründen elde etmek mümkündür. Bu alanın altında ve yukarısında verilen parametreler için, ikinci etkili jeneratör sıcaklığı dahil olmasıyla beraber, sistemi çalıştırmak zor olacaktır.

Analiz ortaya çıkartmıştır ki, aygıtın kalitesi düştüğünde aygıttaki elverişlilik doğrusal olarak değişmektedir. Bu, evaporatör, kondenser veya absorberin kullanılabilirliğinin çevrim şartlarını değiştirmesi ve jeneratör kullanılabilirliğindeki uygun bir değişime neden olması izlenimini bırakıyor. Sonuçlar, sistem performansı ve ekserji verimi üzerinde güneş kolektörlerinin maksimum sıcaklık etkisi olduğunu gösterir.

### 2.3 Talbi M. M. - Agnew B. ( 2000 )

LiBr-H<sub>2</sub>O kullanılan absorpsiyonlu soğutma sisteminde ekserji analizi yapmışlardır. Sayısal sonuçlar çizelge halinde sunulmuştur. Taslak prosedür bir LiBr-H<sub>2</sub>O çevriminin de uygulanmış ve entalpiyi, entropiyi, sıcaklığı, kütle akış oranını, her bir komponentin sıcaklık oranını ve performans katsayısını belirleyen bir optimizasyon sunulmuştur. Mevcut analiz her bir komponent için verilmiştir.

Enerji ve kütle dengesi her bir komponent ve karışım için lityum bromür ve suyun termodinamik özelliklerine bağlı olarak durum denklemi halinde yazılmıştır. Sistem komponentlerinin işlem karakteristikleri, ısı değiştirgeçleri, dahili ve harici akışkanların sıcaklık farkları analizde dikkate alınmış faktörlerdir. Enerji dengeleri tablo halinde listelenmiş çözümleri elde etmek için hesaplanmıştır. Isı transfer miktarı her bir komponentin enerji dengeleri göz önünde tutularak çoğaltılmıştır. Eklerde, kütle, enerji, entropi, ısı transferi ekserji dengesi hakkında detay bilgi verilmiştir.

Bilgisayar simülasyon modeli ile şematik olarak gösterilen absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamiksel analizi yapılmıştır. Jeneratör 500 °C'deki atık gazı kullanmakta ve 35 °C'deki dış ortam ise evaporatör, kondenser ve absorber için soğutucu ortam görevi görmektedir. Model iç ve dış sistemlerden meydana geldiği göz önüne alınarak hesaplanmıştır. Dış sistem, iç sistem ile çevre bağlantısını temsil etmektedir. İç sistem ise evaporatör, kondenser, absorber, jeneratör, pompa, iki genişleme valfi ve ısı değiştirgecini içine alan standart absorpsiyon çevrimi elemanlarından oluşmaktadır. Dış sistem 3 adet açık hava çevriminden oluşmaktadır. Ve iç sisteme veya iç sistemden çevreye ısı taşıyıcı kaynağı olarak verilmişlerdir.

Absorpsiyonlu soğutmadaki performansı ortaya çıkarmak için bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Temel bir termodinamik analiz yapılmış, boyutsuz net ekserji kaybı ve her bir komponent için ekserji kaybı bulunmuştur. Bu şekilde ikinci kanunun sonuçları, sistemdeki daha az verimli komponentleri belirlemek için kullanılabilir.

Kondenserdeki yük evaporatör yüküne göre bir parça daha fazladır. Kondenser ve evaporatör yükleri yaklaşık olarak % 27,8 jeneratör ve absorber yüklerinden daha azdır. Bu fark saf sıvılarda olmamakla birlikte, karışım sıcaklığına bağlı olarak da değişmektedir. Absorpsiyon soğutma çevrimi ekserji metodunun avantajlarını göstermesi açısından etkilidir. Isı transfer projesinde oldukça büyük kayıplar vardır, bunlar ısı dengesiyle hesaplanamaz.

#### 2.4 Tozer R. M. - James R. W. ( 1997)

İdeal absorpsiyon çevrimlerinin temel termodinamikleri üzerinde çalışma yapmışlardır. Çalışmanın amacı ideal absorpsiyonlu çevrimlerin temel termodinamiklerini takdim etmektir. İdeal absorpsiyonlu çevrim öyle bir çevrimdir ki hiç, geri dönüşü olmayan yanı yoktur ve bu sebeple ekserji verimliliği 1'e eşittir. Bu gerçek absorpsiyonlu soğutma çevrimi analiz edilerek ve bunlar sıcaklık-entropi diyagramında (T-S) gösterilerek takdim edilmiştir. Diyagramı esas olarak ideal absorpsiyonlu soğutma çevriminde gerçek çevrimi adım adım çevirmek için başarılı idealleştirme şartlandırmaları yapılmıştır. Sonuç olarak bu çok kademeli çevrimlerle ve diğer absorpsiyonlu çevrimleri ile (ısı pompası, sıcaklık amplifikatörleri, emme ve karma çevrimler dahil) takip edilmiştir. Yapılan ideal tahminlerin fiziksel sonuçları bu çalışmada yer almamıştır. Öncelikle ideal çevrim için tüm idealleştiren varsayımlar ve her bir prosesin şartlarını göstererek yeterince tarif edilmek zorunluluğu vardır. İkinci olarak gerçek çevrimlerin üzerindeki belirtiler takdim edilen tüm gerçek değişkenler cinsinden kafi miktarda analiz edilebilmelidir.

Çalışma, her ne kadar teorik de olsa gerçek LiBr/H<sub>2</sub>O çevrimi üzerine kurulmuştur. Gerçek çevrimlerde bilgi almak için, imalatçıların seçme programları ve literatür kullanılmıştır. LiBr/H<sub>2</sub>O'nun kimyasal özellikleri ve termodinamiği üzerine bilgi vardır. Gerçek T-S diyagramlarının gözden geçirilmesi doymuş sıvı ve buhar eğrilerini açığa çıkarır ki çan eğrisi şeklindedir. İki set ilave eğri dahil edilmiş olup, birisi buhar bölgesinde, diğeri sıvı bölgesindedir.

İdeal absorpsiyonlu çevrimler için, COP'ler ve sıcaklık ilişkilerini tarif eden formüller tanımlanmış ve çok kademeli bir soğutma çevrim aralığı gösterilmiştir. İdeal çevrim şartlarını

tespit ederek idealleştirme varsayımları açık olarak kurulmuştur. Bunlara ilaveten ideal çevrimler için bu denklemler; sıcaklık ilişkileri, kimyasal özellikler cinsinden yazılmış ve bunların birbirini doğruladıkları gösterilmiştir. Bu ideal çevrimlerin takdimi sıcaklık-entropi (T-S) ve basınç-sıcaklık-konsantrasyon (PTX) diyagramlarında gösterilmiştir. Her iki durumda da ideal çevrimler için diyagram karşılaştırmaları yapılmıştır. Sonuçlar, ideal absorpsiyon çevrimlerinde bir ekserji analizi yapılarak ispat edilmiştir. İdeal emme çevrimini ve ilgili tüm ideal işlemleri tarif eden araştırmalar yalnızca COP'lerin tamamı mukayese etmek fırsatı yakalamakla kalmamış, aynı zamanda elementlerin parametreleri ve gerçek çevrimlerin her bir şartı cinsinden ideal çevriminki ile kıyaslama imkânı bulmuştur.

Bu ideal çevrimlerin performansı, gerçek çevrimlerin tersinmez olarak dikkate alınması gereken çevrimlerin eşliğini tarif eder, çünkü tersinir çevrimlere bir referans gerekir ve bu mevcuttur.

## 2.5 Panzehir Ö. ( 2003 )

Türkiye'deki enerji durumunu incelemiş, kojenerasyon sistemleri ve absorpsiyonlu soğutma sistemleri hakkında ayrıntılı bilgi vermiştir. Ayrıca örnek bir tesis ele alarak kojenerasyon sistemine ait fizibilite çalışması yapmıştır.

Günümüzde, sanayileşme ve kalkınmanın en önemli girdileri arasında yer alan enerji, bütün dünya ülkelerinde olduğu gibi ülkemizde de önemini ve güncelliğini sürdürmektedir. Enerji ihtiyacının artmasıyla kojenerasyon sistemleri ülkemizde de yaygınlaşmaktadır. Kojenerasyon tesislerinin toplam enerji çevrim verimlerinin şebeke santrallerinin verimlerine göre daha yüksek olmasından dolayı yılda 2 milyon ton petrol eşdeğeri enerji tasarrufu sağlanmaktadır. Bu değer ise ülkemizde çıkartmaya çalıştığımız doğal gaz miktarının 11 katıdır. Dünyada II. Dünya savaşından beri kullanılmakta olan kojenerasyon teknolojisini Türkiye'de çeşitli devlet kuruluşları, fabrikalarının atık ya da yan ürünlerini değerlendirmek suretiyle 38 yıldan beri kullanıma gelmişlerdir. Özellikle tekstil, kâğıt, kimya, gıda gibi hem kaliteli elektrik hem de ısı gereksinimi olan sektörler için kojenerasyon sistemleri kurmak avantajlı hale gelmiştir. Bu sistemlerin enerjinin tüketildiği yerlere kurulmasından dolayı, hat kayıplarının ortadan kalkması ve toplam enerji çevrim verimlerinin şebeke santrallerinin verimlerine göre daha yüksek olması enerji tasarrufunu arttırmaktadır.

Bu çalışmada kojenerasyon sistemleri ve absorpsiyonlu soğutma sistemleri ayrıntılı olarak incelenmiştir. Dizayn Teknik A.Ş. İzolasyonlu Boru Tesisi için örnek bir çalışma yapılarak,

tesiste proses amaçlı ısı ihtiyacı olmadığından eldeki atık ısıyı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde değerlendirme yoluna gidilmiştir. Bir kojenerasyon sistemi ve LiBr/H<sub>2</sub>O akışkanlarını kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemi seçilerek bunlara ait hesaplar yapılmıştır. Bu hesaplamalar sonucunda oluşturulan fizibilite çalışmasında, sistemin kendini geri ödeme süresi 5 yıl 8 ay olarak bulunmuştur. Burada, sistemin ürettiği tüm elektrik enerjisinin kullanıldığı, ancak elde edilen yüksek miktarda ısı kullanılmadığı takdirde, yapılan yatırımın kendini geri ödeme süresinin arttığı ve sistemin kurulma amacı olan ısı tasarrufu ilkesinden saptığı görülmektedir. Yapılan karlılık hesapları göstermiştir ki, üretilen tüm ısının kullanılması durumunda sistemin kendini geri ödeme süresi 5 yıl 8 ay'dan 3,5 yıla düşmektedir.

Bir kojenerasyon sistemi, uygulama yapılacak tesisin hangi oranda ısı ve elektrik ihtiyacı olduğu dikkate alınarak seçilmeli ve elde edilen ısının mutlaka yararlı bir şekilde kullanılması yoluna gidilmelidir.

## 2.6 Keçeciler A. - Acar H. İ. - Canbek A. ( 1997 )

Jeotermal enerji kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sisteminin bir uygulamasını yapmışlardır. Bu çalışmalarda, sıcak çermik havzasının özelliği dikkate alınarak, sosyal tesis ve otellerde iklimlendirme ve soğuk depolara olan ihtiyacı karşılamak amacıyla, alışılmış mekanik soğutma sistemlerine alternatif bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. Bu amaçla mevcut jeotermal enerji kullanılması düşünülerek, LiBr-H<sub>2</sub>O çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizi yapılmıştır. Sistem etkinliğinin çeşitli parametrelere bağlı değişimi grafiksel olarak verilmiş ve sonuçlar irdelenmiştir. Ayrıca laboratuvar şartlarında jeotermal kaynak kullanılması amaçlanarak bir deney düzeneği kurulmuş ve komponentleri tanıtılmıştır.

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

Yapılan deneysel çalışmada yaklaşık 225,57 kW soğutma kapasitesindeki bir tesis için 60 °C sıcaklıkta jeotermal kaynaktan 12,5 kg/s suyun yeterli olacağı görülmüştür. Bu çalışmada doğal bir enerji kaynağı olan jeotermal enerji kullanılarak sıcak çermik ve jeotermal sahasındaki binaların yazın soğutma ihtiyacının karşılanacağı sonucuna varılmıştır. Analizde sistemin COP'si ECOP'u ve her birindeki ısı alışverişleri hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar grafiklerde yorumlanmıştır.

Jeotermal enerji kullanılabilen sistemde ısı kaynağının sıcaklığı 55-80 °C arasında değiştirilmiştir. Kondenser sıcaklığı 30-40 °C ve 50 °C alınarak farklı sıcaklıklarda performans parametreleri hesaplanmıştır. Literatürlerde H<sub>2</sub>O-LiBr çifti absorpsiyonlu sistemlerin termodinamik analizinde H<sub>2</sub>O-LiBr ve karışımlarının termodinamik özelliklerinin hesaplanmasında kullanılacak pek çok farklı bağıntı verilmiştir. Analiz farklı bağıntılar kullanılarak da yapılmış, fakat hangi bağıntı kullanılırsa kullanılsın hesaplanan sistemin teorik etkinliğindeki değişiminin % 1'in altında olduğu görülmüştür.

Başlangıçta ısı değiştirici etkinliğinin 0,8 olduğu kabul edilerek farklı kondenser ve evaporatör sıcaklıkları için sistemin COP değerinin kaynak sıcaklığı ile değişimi araştırılmıştır. Analiz, ısı değiştirici ısıl etkinliğinin 0,7 ve 0,9 değerleri içinde yapılmış fakat teorik COP değerinde önemli bir değişme görülmemiştir.

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.

## 2.7 Castro J. - Leal L. - PozoP. - Segerra P.C.D. - Oliet C. ( 2002 )

Bir hava soğutmalı Su-LiBr absorpsiyonlu soğutma makinesinin performans ve verimliliğini ele almışlardır. İklimlendirme için H<sub>2</sub>O-LiBr akışkan çiftini kullanarak düşük güçte hava soğutmalı absorpsiyon soğutma makinesi (3 kW nominal kapasiteli) ile bir prototip geliştirilmiştir. Tüm sistemin davranışını ve elementlerindeki ısı ve kütle nakli olayını çalışmak amacıyla bazı temel araştırmalar yapılmıştır. Tüm sistemi canlandırmada kütle ve enerjinin tüm değerleri üzerine hava soğutmalı elemanların (absorber ve kondenser) ve su ısıtmalı olanların (jeneratör ve evaporatör) ısı ve kütle nakil işlemlerinin canlandırılmasında da daha detaylı nümerik kodlar geliştirilmiş, test edilmiş nihayet kullanılmıştır. Solüsyon ısı eşanjörü için ticari olarak temini mümkün bir element kullanılmıştır. Tüm sistemi ilgilendirdiğinden değişik sıcak su şartları için kapasite ve performansının teorik ve deneysel sonuçlar arasında birçok karşılaştırmalar verilmiştir.

Enerji ve kütlenin tüm dengeleme üzerine kurulu ve tüm sistemi hem tasarım hem çalıştırma modlarında canlandırma kapasitesinde bir yazılım hazırlanmıştır. Tasarım modunda, nominal kapasite (evaporatörde ısı) ve diğer ısı eşanjörlerinin ısı nakil etkinlikleri büyüklüğü (tüm ısı transfer katsayısı çarpı ısı eşanjörü alanı) elde etmek için verilir. Değerlendirme modunda ısı eşanjörlerinin büyüklüğü verilir ve bundan etkinlik ve atılan ısı miktarı hesaplanır.

Elementleri ölçülendirmek için, hava soğutmalı elementlerin (absorber ve kondenser) ve su ısıtılmalı olanların (jeneratör ve evaporatör) ısı ve kütle nakil işlemlerini canlandırmaya kabiliyetli daha detaylı hatlar ilave edilmiş, test edilmiş ve nihayet kullanılmıştır. Otomobil radyatörleri ve interkulurlarının termal ve akışlarının dinamik tavrı için küçük ısı eşanjörlerinin hava tarafı için tasarım kodu geliştirilmiştir. Bu ünitelerin iyileştirme ve tasarımında kod ana gereç olmuştur. CPU zaman kullanımını kabul edebilir sınırlar dahilinde tutabilmek için matematik formüllendirme; yerel ısı transfer katsayıları, yerel sürtünme faktörleri, basınç kaybı katsayıları ve termal temas direnci (fin-tube) gibi bazı ampirik değerlerin bilinmesine ihtiyaç vardır. Bu ampirik bilgiler spesifik ısı eşanjörüne bağlı değildir ama ısı nakil yüzeylerinin geçidine yerel akış yapısına (basit veya ilkel ampirik bir bilgi gerektirir) bağlıdır. Jeneratör ve evaporatörü ilgilendirdiğinden, çözümlenen ısı eşanjörü tipi jeneratördeki LiBr ve evaporatörde saf su ile ısıtılan yatay borularının tamamını içerir.

Hava soğutmalı absorberden alınan deneysel sonuçlar nümerik olanlarla örtüşmektedir. Böylece hava soğutmalı absorber hesapları için uyarlanan kodun geçerlilik kazandığı tamamen ispatlanmış olmaktadır. Tüm absorpsiyon soğutucu için çeşitli testler yapılmıştır. İlk sonuçlar COP ile soğutma kapasitesi arasında hesaplanmış değerlerdeki sapmaları içerir. Ana sebep absorber borularının tamamen ıslanmasını sağlayamayan iç kütle akışındaki düşük değerden dolayı absorberin kötü performansdır, bundan dolayı ısı ve kütle transferi kesinlikle düşer. Yatay boru ısı eşanjörlerinde (jeneratör ve evaporatör) de sonuçta faydalı ısı değişim alanında azalma ile sonuçlanan tam olmayan bir ıslanma gözlenmiştir.

## 2.8 İleri A. ( 1997 )

Güneş enerjisi takviyeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde performans parametreleri üzerine bir tartışma konusu üzerinde çalışma yapmıştır. Bu tartışmada “güneş enerjisi takviyeli” terimi kullanılmasının sebebi yalnızca ve tamamen bu enerjinin kullanılmamasından ve bir kısmında elektrik veya fosil yakıt gibi daha pahalı enerji kaynaklarının da kullanılıyor olmasındandır. Aynı zamanda burada absorpsiyonlu soğutma, her ne kadar daha bir çok değişik alternatifler olsa da (absorpsiyon veya buhar jeti sistemleri gibi termal enerjiyi doğrudan kullanan sistemler yanında önce güç veya elektrik üretip sonra onu buhar veya gaz kompresyonu olarak kullanan veya hatta termo elektrik alt sistemler dahil) soğutmada güneş enerjisini kullanmada ana seçenek olarak dikkate alınmıştır.

Burada sistemi değerlendirmek için performans parametreleri adı altında geniş bir anlatımdan sonra nümerik bir örnekle çalışma tamamlanmıştır.

Güneş enerjisi takviyeli bir absorpsiyonlu sistemin değerlendirilmesinde faydalı olabilecek oranlar birden fazladır. Bu performans parametrelerinden bazıları termodinamik veya teknik fizibiliteyi gösterir. Onlar arasında basınçta limitler (emniyet ve hava kaçağı için) ve sıcaklık (doğru çalışma, kristalleşmeyi bertaraf etme) ve aynı zamanda devir daim oranıdır. Diğer oranlar (COP ve ikinci kanun verimliliği, güneş enerjisinin oranı) enerjiyi koruma veya ekonomik fizibilite için tarif edilir.

Çalışmada şu sonuçlara varılmıştır:

- Değerlendirme ya birinci kanun (enerji) veya ikinci kanun (ekserji) üzerine kurulabilir. İkinci derecede kaynak olarak elektrik kullanılırsa çevrimde kayıpların da dikkate alınması gerekir.
- Hem COP hem ikinci kanun verimi ( $\epsilon$ ) çeşitli kaynakların sıcaklığına bağlıdır. Verilen ve istenen sıcaklıklar eşit değilse bu parametrelere dayandırılan sistem performans kıyasları yanlış sonuç verir. Bu yüzden tüm COP ve  $\epsilon$  değerleri yeterli sayıda sıcaklıkla beraber toparlanmalıdır. Böylece gelecekteki kıyaslar kolaylaşır.
- COP üzerine kurulu birinci kanun hem girdi hem çıktı (örnek ekserji / enerji) değerleri benzer ise hem anlam kazanır hem yeterlidir ve ikinci kanun verimliliği gereksiz olur. Örneğin absorpsiyon çevriminde kullanılan sadece akışkan çifti farklı olduğunda iki güneş enerjisi ile çalışan klima cihazlarının kıyaslaması yapıldığında bu durum olabilir fakat, bir buz makinesini bir klima cihazı ile kıyaslama durumunda bu olmaz.
- Termodinamik performans ikinci kanun verimliliği ile en az şişkinlikle değerlendirilir. Bununla beraber nümerik değerler düşük kalite soğutma taleplerini (oda sıcaklığına yakın değerler) karşılamak için yüksek kalite enerji kaynakları kullanan tüm alternatifler için çok küçüldür. Böyle düşük etkinlik değerleri alternatif kaynakların nispeten üstünlüğünü gizler, aynı zamanda yakıt yakma veya güneş enerjisinin termal absorpsiyonu gibi bazı yaygın çevrim işlemlerinde geri dönüşümsüzlüğü açığa çıkarır ki, mevcut teknoloji seviyesi ile kabul edilebilir telakki edilir ve elimine edilmesi zordur.
- Satın alınmayan enerji oranı (FNP), nispeten benzer bir operasyon için güneş enerjisi katkısı hakkında bir fikir verir. FNP çok güvenilebilir bir performans parametresi olmayıp karar vermede yalnız başına kullanılmamalıdır. Güneş enerjisinin katkı derecesi verilen bir yük için Q yardımcı yükü üzerine dikkatimizi yönlendirerek daha

iyi karar vermemizi sağlayabilir. Bu amaçla “Solar Performance Coefficient” (SPC) önerilir.

## 2.9 Florides G. A. - Kalogirou S. A. - Tassou S. A. - Wrobel L. C. ( 2002 )

Evsel boyutta bir güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin modellenmesi, simülasyonu ve ısınma etkileme değerlendirilmesi çalışmasını yapmışlardır. Sistem bir güneş kolektörü, depolama tankı, kazan ve bir LiBr-Su akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu soğutucudan oluşmaktadır.

Kıbrıs'ta absorpsiyon çevrim üzerine kurulu düşük enerjili aktif bir soğutma sistemini çalıştırmada kullanılabilecek ve bol bol elde edilebilir olacak doğal enerji kaynağı sadece güneş enerjisidir. Evsel soğutma için, güneş enerjili absorpsiyon sistemlerinin uygulanabilirlik araştırmasını kolaylaştırmak amacıyla, 1 kW gücünde LiBr-Su akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma ünitesi dizayn edilip kurulmuştur. Deneysel ünitenin her bir ısı değiştirgecinin ısı transfer bölgesi, tasarlanmış COP'yi ve gerekli verimi sağlamak amacıyla çeşitlendirilmiştir. Küçük ünitenin yapımı, ısı değiştirgeçlerindeki ısı transfer katsayılarının ve 11 kW'lık çıkış soğutması ile orijinal ölçülerdeki bir ünitenin ana komponentlerinin boyutlarını tanımlamıştır.

Sistem, ünitenin önceden bildirilen performansının uygun denklemlerini kullanan TRNSYS simülasyon programı ile modellenmektedir. TRNSYS programı, Nicosia / Kıbrıs için tipik bir meteorolojik yılın (TMY) hava değerleriyle birlikte komple sistemin (güneş enerjili ısıtma ve absorpsiyon soğutma tahmini ev yükü) modellenmesinde kullanılır. Bu programda absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansını önceden bildiren uygun denklemler kullanılır.

Bu yazıdaki çalışmanın amacı, bütün yıl boyunca tipik bir evin yükünü kapsayacak ve 1 kW'lık ünite için toplanmış bilgilere göre dizayn edilmiş bir LiBr-Su absorpsiyonlu soğutucu ve bir kazan, depolama tankı, bir güneş kolektöründen oluşma komple bir sistemi modellemektir. Komple bir sistemin toplam eşdeğer ısıtma etkilenmesi ( Total Equivalent Warming Impact = TEWI ) değerlendirilmekte ve ev yükünü karşılayan genel bir buhar sıkıştırma soğutucu ile karşılaştırılması yapılmaktadır.

Komple sistem simülasyonlarından elde edilen son optimum sistem, 15 m<sup>2</sup>'lik yataydan 30<sup>0</sup> eğimli bileşik parabolik kolektör ve 600 litrelik sıcak su depolama tankından oluşur. Göz önüne alınan tipik izole edilmiş ev 10.3 kW azami bir yük ile 25 <sup>0</sup>C'de yıllık 17,600 kWh soğutma yükü ve 5.5 kW azami ısıtma yükü ile 21 <sup>0</sup>C'de yıllık 3,530 kWh ısıtma yükü gerektirir. Litresi

0.171 C£ olan dizelin şimdiki fiyatı, 15 m<sup>2</sup> alanlı bileşik parabolik kollektör ( compound parabolic collectör = CPC ) vasıtasıyla güneş enerjisinin toplanması yaklaşık 10,000 kWh'in yerine geçmesini ekonomik olarak gösterir ve böyle bir sistemin yaşam çevrim tasarrufları 187 C£'dur. Absorpsiyon ünitesi ve kolektörden oluşan komple bir sistemin toplam yaşam çevrim maliyeti 20 yıllık bir periyot için 4,800 C£'a eşit olan yedekleriyle beraber absorpsiyon ünitesinin tahmin edilen fiyatı ile 13,380 C£ olduğu ayrıca belirtilmelidir. Geleneksel bir sistemle benzer toplam yaşam çevrim maliyetine sahip olmak için, yedek malzemeleriyle birlikte absorpsiyon ünitesinin fiyatı 2,000 C£ 'dan daha yüksek olmamalıdır. Bu sadece absorpsiyon ünitelerinin seri üretimi yapıldığında mümkün olabilir.

Global ısınma yayımlamanın tanımı, geleneksel klima cihazı makineleri ozon tabakasını azaltan kendi enerji gereksinimleri için karbondioksit yayılması ve HFC soğutucuların salıverilmesinden her ikisine de katkıda bulunurlar. Geleneksel bir R-22 klima cihazının TEWI'yi, yaklaşık 112,000 kg CO<sub>2</sub> veya güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminden 1.2 kat daha büyüktür. Bu faktör güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin lehinedir ve çevresel etki son yıllar boyunca ana görünüm/cephe olmaya başladığı için, uygun ekipman seçimi ve analizinde göz önüne alınması gerekir.

#### **2.10 Romero R. J. - Rivera W. - Pilatowsky I. - Best R. ( 2001 )**

Bir sulu üçlü hidroksit ve lityum bromür-su ile çalışan aynı anda soğutma ve ısıtma için güneş enerjili absorpsiyon sisteminin modellenmesinin karşılaştırılması konusunu incelemişlerdir. Sulu üçlü hidroksit çalışma sıvısı 40 : 36 : 24 ( NaOH : HOH : CsOH ) oranlarında sodyum, potasyum ve sezyum hidroksitlerinden meydana gelir. Performansın karnot katsayıları ve performansın temel entalpi katsayılarının ( ısı miktarına dayanan ) taslakları, evaporatör sıcaklığına karşı gösterilmiştir.

Yüksek sıcaklık yükselmelerine ulaşmak için ve kristalleşme problemlerini önlemek için absorpsiyon ısı pompalarında lityum bromürden alternatif absorberlerin kullanılması, bir muhtemel alternatif olarak hidroksitlerin değerlendirilmesine yol açar. Yüksek sıcaklık yükselmesinin sağlanmasına rağmen tek hidroksitlerin kullanılması, lityum bromür ile aynı kristalleşme problemleri ortaya çıkarır. Belirli hidroksit karışımlarının kullanılması, hava soğutmalı sistemler dahil, ısı pompası ve ısı transformatör uygulamaları için daha düşük kristalleşme riski ve daha yüksek sıcaklık yükselmeleri ile sistemin kullanılmasına izin verir. Bu çalışmada lityum bromürün kullanılmadığı belirli şartlarda hidroksitler karışımının kullanılabilirliği gösterilmiştir.

Bu çalışmada kullanılan sistem, aynı anda ısıtma ve soğutma amaçlı güneş enerjili, bir evaporatör, bir kondenser, bir jeneratör ve bir absorberden oluşmaktadır. Sistem tanımı yapıldıktan sonra matematiksel modelleme yapılmıştır. Ardından termodinamik proses dizayn bilgileri anlatıldıktan sonra sonuçlardan bahsedilmiştir. En sonunda şu yorumlar yapılmıştır:

Genelde hidroksit karışimli sistem, lityum bromür karışimli sistemden daha yüksek performans katsayısıyla çalışabilir. Hidroksit karışimli sistemin kondenser, absorber ve jeneratör sıcaklıklarının daha yüksek oranıyla çalışabileceği gösterilmiştir

Sonuçlar göstermiştir ki hidroksit karışimli absorpsiyon sistemi, güneş kolektörlerinden elde edilen  $130^{\circ}\text{C} - 160^{\circ}\text{C}$  arasındaki jeneratör sıcaklıklarıyla memnun edici bir şekilde çalışabilir. Hidroksit karışımların termodinamik avantajları gösterilmiş olmasına rağmen, ayrıca göz önüne alınması gereken dezavantajları da vardır: Yüksek viskozite ve yüksek sıcaklıklarda korozyon problemlerinden dolayı hidroksit karışımların su-lityum bromürden daha düşük ısı ve kütle transfer katsayılarına sahiptir.

### 2.11 Chow T. T. - Zhang G. Q. - Lin Z. - Song C. L. ( 2002 )

Genetik algoritma ve sinirsel ağ ile absorpsiyonlu soğutma sisteminin global optimizasyonu çalışmasını yapmışlardır. Bu çalışmada, absorpsiyonlu soğutma sisteminin optimal kontrolünde sinirsel ağ ( Neural Network = NN ) ve genetik algoritmanın ( Genetic Algorithm = GA ) birleştirilmesinin yeni bir konseptini vermektedir. Ticari bir absorpsiyon ünitesine dayanarak, neural network, bir global optimizasyon gereci olarak genetik algoritma ve sistem karakteristiklerini modellemek için kullanılmıştır. Yazıda soğutucu sistemlerin optimal kontrolünden genişçe bahsedilmiş, genetik algoritma (GA) ve yapay sinirsel ağın (ANN) birleştirilmesi ek alınmış, akabinde bir durum çalışması yapılarak optimizasyon sonuçlarından bahsedilmiştir.

Bir direk ateşlemeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde yakıt ve elektriğin optimal kullanımı, ekonomik çalışmaya ulaşılmasında önemlidir. Tesis, bina ve bunlarla ilgili değişkenlerin interaktif (birbirini etkileyen) yapısının komple düşünülmesine izin veren bir sistem, esaslı kontrol yaklaşımının doğru yönde olacağını gösterir.

Çin'de merkezi klima ünitelerinin % 70'i elektrikle çalışır. Kalan % 30'u yakıt veya buharla çalışır. Bir LiBr absorpsiyon soğutucusu, soğutma maddesi olarak su kullanır ve absorbent olarak lityum bromür kullanır. Burada bir direk ateşlemeli LiBr absorpsiyonlu soğutma sistemi ele alınmıştır. Sistem soğutma kapasitesi ihtiyacını karşılamak için gaz veya yağ kullanır, fakat

soğutulmuş ve soğutma suyu pompalarını, LiBr çözelti sirkülasyon pompalarını çalıştırmak için, elektrik güç tedariki gerekmektedir. Su kaynaklarının azlığından dolayı endüstriyel uygulamaların dışında kalan evaporativ soğutmayı hükümet yıllarca engellediği için, hava ve deniz suyu soğutmalı cihazların kullanımı Hong Kong'da yaygındır. Hong Kong'da absorpsiyon soğutucularının uygulanması, buhar sıkıştırımlı soğutuculardan çok geride olmuştur. Bu görüntü, bölge soğutmasının lehinde düzeltilmiş hükümet politikası ve bölge çapında doğal gaz boruları döşenmesi ihtimalinden sonra iyileştirilebilir.

Son araştırma çalışması çok değişkenli kontrol üzerine kurulu sistem yaklaşımının kullanımını desteklemektedir. Sinirsel ağ ve genetik algoritmadan her ikisi de özellikle kompleks doğrusal olmayan kontrol sistemleri için uygundur. Çünkü ANN'nin kabiliyetiyle kompleks doğrusal olmayan haritacılık öğrenilir ve GA'nın kabiliyetiyle parametrik sınırlanmış alanda global optimum araştırması yapılabilir. Bu iki tekniğin birleşim konsepti bir örnekle tanıtılmıştır. Bir 5-5-9-4 konfigurasyonu ile ANN sistem modeli geliştirilmiştir. GA yaklaşımının kullanımıyla yapılan global optimizasyon, standart normalize edilmiş durumla üç optimal durumun çalışma fiyatlarıyla karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, hatırı sayılır tasarruflar sağlayabileceğini göstermiştir.

## 2.12 Saravanan R. – Maiya M. P. ( 2003 )

Kabarcık pompasıyla çalışan H<sub>2</sub>O-LiBr buhar absorpsiyon soğutucunun deneysel analizini yapmışlardır. 50 W soğutma kapasiteli bir kabarcık pompasıyla çalışan su-lityum bromür buhar absorpsiyon soğutucusu dizayn edilip kurulmuş ve test edilmiştir. Burada hidrostatik prensip ve kabarcık pompası tekniği kullanılmıştır. Kazana ve kabarcık pompasına ısı girişi, pompa çalışma basıncı ve zayıf çözelti değişimi sistem performansını analiz etmede çeşitlilik gösterirler. Soğutucu, değişik yük şartlarında test edilmiştir. Bunlar; yüksüz, zayıf yük ve sabit yük şartlarıdır.

Global nüfus artış durumunda enerji korunumunun önemi, kişi başına düşen güç tüketimi yükselmesi ve fosil yakıt kaynaklarının azalması durumlarında dikkatten uzak olamaz. Enerji onu daha verimli kullanmakla korunabilir. Bu sadece enerji kullanım miktarına bağlı değil aynı zamanda enerji formuna da bağlıdır. Diğer bir deyişle, mümkün olduğunca uygulama için kullanılan enerji doğru tip ve miktarda olması gerekir. Bir örnek verilecek olursa, ısıtma için ısı enerjisinin harcanması termodinamik olarak yüksek kalite elektrik enerjisi kullanılmasından daha duyarlı bir hareket tarzı olacaktır. Benzer şekilde, soğutma ve klima için mekanik veya elektrik enerjisinden daha alt kalitedeki termal enerji kullanılması, uygun hareket tarzıdır.

Son zamanlarda en popüler soğutma ve klima cihazları buhar sıkıştırma sistemleri üzerine kuruludur. Bunlar emniyetli, oldukça ucuz ve ayrıca teknik olarak oturmuşlardır. Bununla birlikte, bunların çalışması sırasında mekanik veya elektrik enerjisi gerekir. Bundan başka buhar sıkıştırma sistemlerinde kullanılan geleneksel çalışma akışkanları atmosfere yayıldığında ozon tabakasını azaltıp ve insanoğlu için zararlı olan sera etkisiyle global ısınmaya neden olması yakın geçmişte keşfedilmiştir. Bu enerjiler ve çevresel emisyonlar, soğutma uygulamalarında alternatif sistemlere bakmak için bilimsel topluluğu zorlamıştır.

Doğal alternatifler, çevreye dost olan çalışma akışkanları ve çalışmalarında ısı enerjisi kullanan absorpsiyon sistemleridir. Bununla birlikte onlar, alçak basınçlı absorberden yüksek basınçlı jeneratöre soğurgan çözeltiyi pompalamak için bir miktar yüksek kalite enerji isterler. Ayrıca absorpsiyon soğutma sisteminin çözelti pompası yüksek sıcaklıkta korozif çözelti tuttuğundan kritik bir elemandır. Bu nedenle, en azından küçük kapasiteli uygulamalar için, çözelti pompası olmayan sistemler, örneğin pompasız buhar absorpsiyon sistemleri, elektriğin güvenilirlik ve elverişliliğinin her ikisinin bakış noktasından bu sistemler daha uygun olacaktır. Paralel pompaların birkaçının tedariki daha büyük ticari absorpsiyon soğutucuları için araştırılabilir.

H<sub>2</sub>O-LiBr buhar absorpsiyon sistemleri normalde su soğutmalıdır. Bu sistemler vakum altında çalıştığı için, komponent ve bağlantı borularındaki basınç düşümleri ana sorundur. Bu eşbasınç komponentlerin, benzer bina iskeleti yerleştirilmelerinde, su soğutmalı büyük kapasite H<sub>2</sub>O-LiBr sistemlerinde dikkat edilir. Küçük kapasiteler için, kondenser ve absorber hava soğutmalı olmalıdır ve bağlantı borularında ve komponentlerdeki basınç düşüşleri yüksek olabilir. Paralel akış yolları, bu tür ünitelerde absorber ve kondenser arasındaki basınç düşüşünü azaltmak için önerilir ve "U" boru bileşimi ve kılcal boru, çevredeki şartların değişiminde sistemleri dengede tutmak için tavsiye edilir.

Bu çalışmada şu sonuçlar elde edilmiştir: Jeneratör elektrikle ısıtıldığı için COP üzerinde çevre sıcaklığı etkisinin önemli olmadığı ortaya çıkmıştır. Fakat çevre sıcaklığında oluşan yükselme ile kazan ve evaporatör sıcaklıkları yükselir. 30 ve 85 °C sırasıyla tank ve kazan sıcaklıklarında ve 80 W'lık tipik ısı girişinde ( kabarcık pompası ısı girişi 30 W ve kazan ısı girişi 50 W ), soğutucu, yük olmayan şartlar süresince yaklaşık bir saat içinde soğutmaya başlamıştır. Yaklaşık 7 °C'de bir evaporatör sıcaklığı başarılmıştır. Yüklü evaporatörle 7.5 kg su 30'dan 12.5 °C'ye yaklaşık 5 saat içinde soğutulmuştur. 0.38 değerinde bir gerçek performans katsayısı sırasıyla 20 ve 50 W pompa ve kazan ısı girişlerinde elde edilmiştir. Evaporatörden ısı kazanımı ve jeneratörden ısı kaybı göz önüne alınarak, yaklaşık 0.50 değerinde bir sistem COP' si başarılmıştır. Dizayn edilmiş sistem ve test edilmiş şartlar için, optimum ısı dağıtımı 0.33

olarak bulunmuştur.

### 2.13 Zhao Z. - F Zhou. - Zhang X. - Li S. ( 2003 )

Çalışma sıvısı olarak su-lityum bromür kullanan çift absorpsiyon ısı transformatöründe yeni bir solüsyon çevriminin termodinamik analizini ele almışlardır. Bu çalışmada çevrimin simülasyonu yapılarak teorik analizi yapılmıştır.

CO<sub>2</sub> atılımını azaltmak ve boşa giden çok miktarda endüstriyel ıyııı yeniden kullanmak için absorpsiyon ısı transformatörleri (AHT) kullanılabilir. Çünkü tek kademeli absorpsiyon ısı transformatörü için ısı yükseltme aralığı sadece 30 – 40 °C aralığıdır. Daha yüksek sıcaklık yükselmesi, iki kademe absorpsiyon ısı transformatörü veya çift absorpsiyon ısı transformatörü adapte edilmesiyle elde edilebilir. İki kademeli absorpsiyon ısı transformatörü iki adet tek kademe ısı transformatöründen oluşur ve daha fazla parçası ve daha fazla teçhizat yatırımı vardır. Oysa çift absorpsiyon ısı transformatörü gelişmiş bir ısı transformatörü olmakla kalmayıp, iki kademeli ısı transformatörünün ulaştığı bir absorpsiyon sıcaklığı kadar yüksek bir absorpsiyon sıcaklığına ulaşması mümkündür. Fakat bunun yanında iki kademeli ısı transformatöründen oldukça basit yapıda olmak gibi bir avantajı da vardır.

Çift absorpsiyon ısı transformatörü bu yeni çevrimde, jeneratörden gelen güçlü solüsyon ikiye ayrılır. Birincisi soğurgan evaporatöründen gelen buharlaşmış suyu absorbe etmek için absorbere gider ve sonra solüsyon ısı eşanjöründen geçerek güçlü solüsyon tarafından ön ısıtmaya tabi tutulup jeneratöre döner. Diğeri, evaporatörden gelen buharlaşmış suyu soğurmak için soğurgan evaporatörüne gider ve sonra jeneratöre geri döner. Bu nedenle soğurgan evaporatöründe yüksek bir sıcaklık elde edilebilir. Soğurgan evaporatöründe emme veya buharlaşma sıcaklığı ne kadar yüksekse bu yeni solüsyon çevriminde absorberde emme sıcaklığı o kadar yüksek olur. Absorberi terk eden zayıf solüsyonla soğurgan evaporatörünü terk eden solüsyon birbirini etkilemez. Diğeri bir deyişle soğurgan evaporatörünü terk eden zayıf solüsyonun konsantrasyonunun absorberi terk edeninkinden az olması gerekmez. Bu sebeple daha geniş bir çalışma aralığında yeni çevrimin çalışması mümkün olacaktır.

Çalışmada şu sonuçlar elde edilmiştir:

1. Çift absorpsiyon ısı transformatöründeki yeni solüsyon çevriminde sıradan olana nazaran daha geniş bir buharlaşma sıcaklık aralığına sahiptir. Bu aralıkta COP yüksek bir değeri korur. Sonuçta sistem, işletim ve kontrolü için daha durağan ve esnekler.
2. Konsantrasyonlardaki farklar  $\Delta X_1$  ve  $\Delta X_2$  sıradan solüsyon çevrimlerinde, anılan sıraya

göre bu yeni solüsyon çevrimindekilere eşittir. Yeni solüsyon çevriminde sıcaklık yükselmesi yaklaşık 5 - 10 °C daha yüksektir ve COP bazı araştırmacıların üzerinde çalışmış olduğu sıradan solüsyon çevriminden yaklaşık 0.01 daha düşüktür.

3. Akış oranları ve konsantrasyon farklılıkları yeni solüsyon çevriminde absorber sıcaklığından etkilenmezken, bu değerler sıradan solüsyon çevriminde absorber sıcaklığından doğrudan etkilenirler. Sonuç olarak absorber ile soğurgan evaporatörü arasındaki ilişki daha bağımsızdır ve bu, sistemin işletim ve kontrolünü kolaylaştırır.

#### 2.14 Misra R. D. - Sahoo P. K. - Gupta A. ( 2003 )

Bir tek etkili Su-LiBr buhar absorpsiyon soğutma sisteminin termoekonomik optimizasyonunu ele almışlardır. Çalışmada klima amaçlı bu sistemi optimize etmek için, ekserji üzerine kurulu termoekonomik tekniği gösterilmiştir. Bu termoekonomik tekniği uygulaması, komponentleri ile birlikte sistemin detaylı bir ekserji analizi, sistem komponentlerinin yatırım maliyetlerinin hesabı, komponentlerin termodinamik değişkenler cinsinden yatırım maliyetlerinin açıklanması, detaylı bir ekserji esaslı termodinamik analiz, seçilen eksergoekonomik değişkenlerin üzerinde karar değişimlerinin etkilerinin değerlendirilmesi, tekrarlı optimizasyon prosedürü konularını içerir.

Enerjinin etkili kullanımı ve fiyat etkisi yükselen değerde önemli hale geldiği için, termodinamik ve ekonomik kısıtlamaların her ikisine tabi tutularak bu sistemlerin optimize edilmesine ihtiyaç vardır. Son 20 yılda çeşitli termodinamik metodolojiler geliştirildi, hepsi de termodinamiğin 2. kanunu üzerine kurulu maliyet saptamayı içerir. Başlıca iki gurup termodinamik metod vardır: Birincisi ortalama maliyetleri ele alır. İkincisi termoekonomik fonksiyonel analizleri ve mühendislik fonksiyonel analizleri alır. Bütün bu termoekonomik optimizasyon metotlarının en belirgin avantajı, nümerik analizlerin karmaşık metotlarını kullanmaksızın karmaşık uygulamalı problemleri çözme kapasitesinde yatar. Bu çalışmada, optimizasyon için, ortalama maliyet yaklaşımı kullanılmıştır.

Su-LiBr akışkan çifti kullanılan bu sistemde analiz amacıyla şu varsayımlar yapılmıştır: Absorber ve jeneratördeki lityum bromür çözeltileri kendi sıcaklık ve basınçlarında dengede oldukları varsayılır. Soğutucu (su) kondenser ve evaporatör çıkışında doymuş konumundadır. Absorberden ayrılan soğutucunun güçlü çözeltisi ve jeneratörden ayrılan soğutucunun zayıf çözeltisi doymuş durumundadır. Tüm eşanjörlerdeki ve boru hatlarındaki basınç kayıpları ihmal edilir. Sistem için referans çevresel ortam 25 °C'de çevre sıcaklığında sudur. Çözeltilerin

kristalleşmesini bertaraf etmek için, genişleme valfina giren çözelti sıcaklığı en az kristalleşme sıcaklığının 7-8 °C üzerinde olmalıdır. Jeneratörü çalıştırmak için sistem buhar kullanıyor ve evaporatörde soğutulmuş su üretiyor. Sistem sabit konumdadır.

Tekrarlı prosedürde, seçilen eksergoekonomik değişimlerde değişim etkileri ve objektif amacın değerinde, bir sonraki optimizasyon basamağında dikkate alınması gereken dizayn değişiklikleri önerilir. Bununla birlikte tasarımcı, şu noktalara yeterli dikkati vermesi gerekir: Sistemin üretken yapısı başından sonuna bir yakıt üretim kaybının uygun tanımı, alt sistemlerin değişimleri için yerel karar değişimlerinin uygun seçimi, maliyet bilgi erişiminin güvenilirliği ve termodinamik parametrelerle bunların nasıl anlatılacağı.

Burada kullanılan termoekonomik tekniği, böyle kompleks soğutma sistemlerinin dizayn optimizasyonunda güçlü ve sistematik bir geçiş olarak bulunmuştur. Bu sistemlerin optimizasyonu için geleneksel optimizasyon metodolojilerin kullanımı, ki bunların amacı global optimali bulmaktır, çok dikkatli ve zaman tüketim nümerik yaklaşımı gerektirir ve pratikte imkansız olmayana doğru çok zordur. Diğer yandan termoekonomik konsept global hesabından ziyade maliyet optimal biçimi başarımını amaçlar. Bundan başka, bir sistemin termoekonomik analizi, matematik veya nümerik tekniklerle mümkün olmayan sistem yapılarında değişimler vasıtasıyla başarılabılır potansiyel maliyet etkili iyileştirmeleri hakkında öneriler sağlayabileceği aşikardır.

## 2.15 Glebov D. - Setterwall F. ( 2002 )

Absorpsiyon soğutma performansı üzerinde katkı maddeleri ısı transfer etkisinin deneysel çalışmasını yapmışlardır. Bu deneysel çalışmada, 2-metil-1 pentanol (2MP) birinci deneyde LiBr çözeltisine enjekte edilmiş, ikinci deneyde ise soğutucu içerisine enjekte edilerek sistem performansı üzerindeki etkileri gözlemlenmiştir.

Absorpsiyon oranının arttırımı, verimi iyileştirme ve transfer alanını indirgemede önemli bir nokta olarak uzun bir zaman için göz önüne alınmıştır. LiBr-H<sub>2</sub>O çözeltisinde su buharı absorpsiyonunu artırma yoluyla en çok maliyet etkisi oluşturan katkı maddeleridir. Zincirde 6-8 karbonla doymuş zincir ve alkol dalları, örneğin n-oktanol, ve 2-etil-1-heksanol ticari absorpsiyon cihazlarında katkı maddeleri olarak kullanılırlar.

Su-buhar ara yüzeyinde bu alkollerin orada bulunması, absorpsiyon meydana geldiğinde yüzeyde sallamaya/çalkalamaya neden oldukları görülmüştür. Absorpsiyon işlemi boyunca ara yüzeyde konsantrasyon ve sıcaklığın lokal değişimleri yüzey gerilim meyili ile sonuçlanabilir.

Yüzey gerilim eğimi, toplam sıvı yüzeyinden ısı ve kütle transfer artırımında konveksiyona neden olmada yeterince büyük olabilir. Bu olay Marangoni konveksiyonu olarak bilinir. Absorpsiyon süresince ısı ve kütle transferi üzerinde çalışılan katkı maddelerinin etkisinin ünite dizaynı ve akış konfigürasyonu terimlerinde iki farklı yaklaşım vardır: Durgun sular ve düşen ince tabakalar (filmler). Bu iki yaklaşım üzerinde birçok araştırma yapılmıştır.

Bu çalışmanın hedefi, jeneratörde düşük sıcaklık ısıtmasında ajan (aracı) kullanılabilirliğinin absorpsiyon soğutucusunun soğutma kapasitesi üzerinde direkt olarak 2-metil-1-pentanol etkisini ortaya çıkarmaktır. Bu düşük sıcaklık ajanı, ticari cihazlarda kullanılabilen atık ısı veya düşük sıcaklık alan ısıtması ile birleştirilmiştir. Deneysel çalışmada, bir mini absorpsiyon soğutucusu, bütün absorpsiyon çevrim performansı üzerinde katkı maddesi etkisini belirlemek için kullanılmıştır. Deneysel kurulma, bir absorber/evaporatör ve bir kondenser/jeneratör ünitesi, bir soğutma su sistemi, bir soğuk-taşıyıcı sistemi, ısıtma ajan sistemi, bir vakum üretme sistemi ve ölçüm ekipmanından oluşur.

Deneysel ve teorik çalışmaların sayısı, özel olarak soğutucu performansı veya absorpsiyon çevrim performansı üzerinde katkı maddesinin etkisi hakkındaki soruya adanmıştır. Deneysel araştırma genelde, soğutucuların dikey boruları veya bir yatay boru paketini kullanması ile başarılmıştır. Düşen film ısı transfer katsayısı veya absorpsiyon oranı, katkı maddeleri tarafından neden olunan arttırmayı kanıtlamak için parametreler olarak bu çalışmada kullanılmışlardır. Deneylerde genelde 2-etil-1-heksanol ve 1-oktanol kullanılır.

Bu çalışmada 2-metil-1-pentanol seçilmiştir. Bu katkı maddesinin seçimi Gustafsson tarafından yapılan denge analizi üzerine kurulmuştur. Bu çalışmanın amacı deneysel olarak absorpsiyon soğutucu performansı üzerinde 2MP etkisini kanıtlamaktır. İnce levha yüzey kullanan mini bir absorpsiyon soğutucusu deneylerde kullanılmıştır. Evaporatördeki soğutma etkisi deneysel olarak ölçülmüştür ve artırma oranını tahmin etmek için bir parametre olarak kullanılmıştır.

İki deneysel seri tamamlanmıştır. Deneysel serilerden birisinde katkı maddesi solüsyona enjekte edilmiştir. % 20 üzerinde artırma oranı optimum katkı maddesi konsantrasyonunda gözlemlenmiştir. Deneysel serilerin ikincisinde katkı maddesi soğutucu içine enjekte edilmiştir. Bu durum için katkı maddesi miktarı, tesise şarj edilen her 1 kg lık LiBr çözeltisi başına 1 mg 2MP'a göre alınmıştır. Artırma oranı yeteri kadar çok daha iyi olan % 32 olmuştur. Farklı katkı maddesi konsantrasyonları her iki seride test edilmiştir. Soğutucu örneklerine ek olarak LiBr çözeltisi örnekleri deneyler süresince incelenmiştir. İnceleme, LiBr çözeltisi içine enjekte edildiğinde çözünürlük limiti üzerindeki derişimde 2MP'nın maksimum artırma yaptığını

ortaya çıkarmıştır. Katkı maddesi evaporatör içine enjekte edildiğinde, LiBr çözelti örnekleri ayrıca katkı maddelerini tutarlar. Bu katkı maddesinin buhar safhasına taşınan uçucu bir eleman olması ve ondan sonra da absorberde soğrulması gerçeğiyle açıklanabilir. LiBr çözelti örneklerinde katkı maddesi doygunluğu, 2MP evaporatör içine enjekte edildiğinde çözünürlük limitinden daha küçüktür. Absorber/evaporatör ünitesinde buhar bileşiminin kaba tahmini % 0.05-0.1 değerinde ortaya çıkar. Çok küçük miktarlarda buhar fazında katkı maddesinin orada bulunması, solüsyona katılan durumuyla karşılaştırıldığında absorberde ısı ve kütle transferini daha etkili bir şekilde yükseltir. Deneysel sonuçlar ve gözlemler Serterwall ve Herold tarafından geliştirilen teorileri desteklediği görülmüştür. Bu yeni katkı sonradan ticari absorpsiyon soğutucusunun kapasitesini yükseltmede kullanılmıştır. Kapasite, deneysel bilgilerle çok daha iyi uyuma olan % 30-35 faktörüyle yükseltilmiştir.



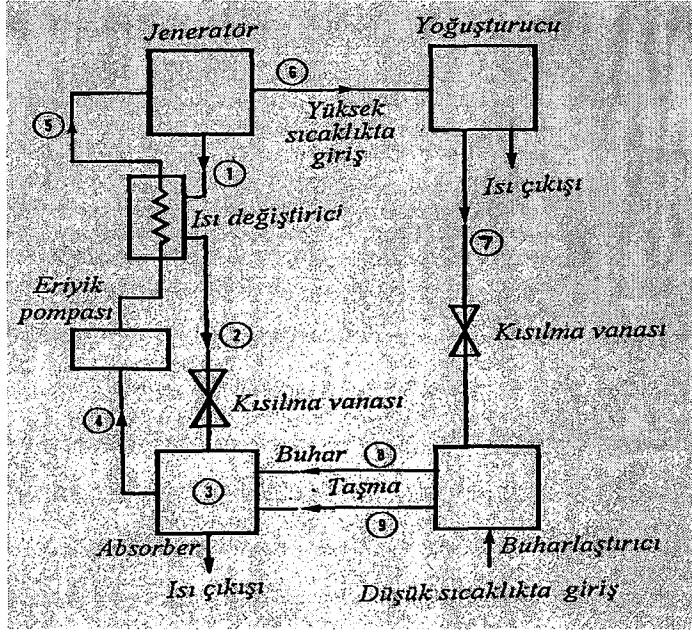
### 3. ABSORPSİYONLU (YUTMALI) SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ (Genceli, 1997)

Absorpsiyonlu soğutma çevrimleri, birinci ve ikinci olarak adlandırılan, iki farklı akışkanla ve ısı enerjisi ile çalışan sistemlerdir. Buharlaştırıcıda buharlaşan gaz birinci akışkan olup, soğutucu görevi yapmaktadır. Bu akışkanın çevrimi gerçekleşebilmesi için ikinci bir akışkan tarafından yutulması (absorbe edilmesi) gerekir.

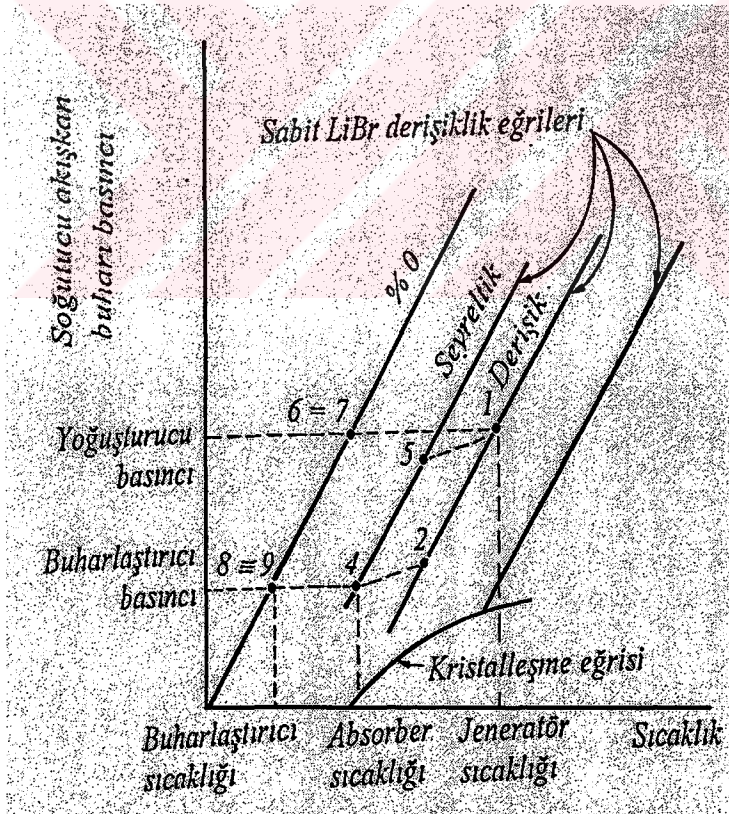
Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde, alçak basınçtaki soğutucu akışkan buharları, yine alçak basınçta sıvı fazına (eriyiğe) dönüştürülür. Bu dönüşüm, yutucu (absorban) adı verilen ikinci bir akışkan tarafından gerçekleştirilebilir. Absorpsiyon işlemi karışabilen maddelerin birbiriyle karışabilme özelliği ve genel olarak soğutucu akışkan ile yutucu madde molekülleri arasındaki birleşme eğilimi nedeni ile meydana gelir. Absorpsiyon işlemi esnasında açığa çıkan ısı enerjisi, bir kaynak tarafından alınmalıdır. İşlem esnasında çıkan bu enerji de yoğunlaşma, duyulur ve seyreltilme ısılarından meydana gelir.

Soğutucu akışkan- yutucu eriyiğinin basıncı, bir eriyik pompası yardımı ile artırılır ve bir ısı değiştiriciden geçirilerek jeneratöre gönderilir. Damıtma (distilasyon) işlemi ile jenerasyonun yapıldığı bu jeneratörde, soğutucu akışkan ile yutucu birbirinden ayrılır. Lityum bromür-su sisteminde olduğu gibi, saf yutucu maddenin buharlaşmayan bir madde olması hali, basit bir damıtma işlemindeki ayrılma için yeterlidir. Buna karşılık, amonyak-su sisteminde olduğu gibi, saf yutucu maddenin buharlaşan bir madde olması halinde, parçalı bir damıtma cihazına gerek vardır. Buharlaştırıcı içindeki soğutucu akışkan, yutucu maddeden tam olarak ayrılmış halde değildir .

Rejenerasyon yapılmış yutucu madde, normal olarak bir miktar soğutucu akışkan içerir. Lityum bromür-su sisteminde olduğu gibi, yutucu madde katılaşmaya meyyleder ise, her zaman çözünür halde saf yutucu maddeyi tutabilmek için, yeterli soğutucu akışkan mevcut olmalıdır. Bazı pratik yöntemler ile, özellikle jeneratör içinde yüksek sıcaklıklardan sakınılarak rejenere edilmiş yutucu içinde istenilen miktarda soğutucu akışkan bırakılabilir .



Şekil 3.1 Lityum bromür-su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi



Şekil 3.2 Lityum bromür-su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevriminin basınç-sıcaklık diyagramı

Suyun soğutucu akışkan, lityum bromür ve su çözeltisinin yutucu olarak kullanıldığı, tek kademeli bir absorpsiyon çevrimi şeması, Şekil 3.1’de verilmiştir. Şek.3.2’de ise bu çevrimin basınç-sıcaklık diyagramındaki değişimi görülmektedir. Bu devredeki karakteristik değişimler aşağıda sunulmuştur .

- 1-2 Değişimi: Sıcak ve yüksek derişiklikteki (1) ile gösterilen eriyik, yoğunlaştırıcı basıncında jeneratörden çıkar. Bu eriyik, absorberden gelen eriyik ile bir ısı değiştiricide soğutulur, (2) noktasında makaslanarak absorbere gönderilir.
- 2-4 Değişimi: Soğuk ve yüksek derişiklikteki (2) ile gösterilen eriyik, absorber içinde buharlaşma basıncı ile aynı olan düşük bir basınçta, (8 ve 9) ile gösterilen soğutucu akışkanı absorbe eder.
- 4-5 Değişimi : (4) ile gösterilen eriyik ısı değiştiricide (5) noktasına kadar ısıtıldıktan sonra jeneratöre pompalanır.
- 5-1 Değişimi : (5) noktasında sıcak ve seyreltik olarak jeneratöre giren eriyik, burada ısı ilavesi ile soğutucu akışkanı damıtır. Soğutucu akışkan (6) noktasında jeneratörden çıkarken, sıcak ve yüksek derişikteki eriyik ise jeneratörü (1) noktasında terk eder.
- 6-7 Değişimi : Sıcak ve yüksek basınçta (6) noktasında yoğunlaştırıcıya giren soğutucu akışkan buharları, yoğunlaşarak bu elemandan (7) noktasında çıkar.
- 7-8 Değişimi : Sıcak sıvı fazındaki soğutucu akışkan bir kısılma vanasından geçirilerek düşük basınçta buharlaştırıcıya gönderilir. Buharlaştırıcıda soğutulan ortamdan alınan ısı ile buharlaşan soğutucu, burayı soğutur. Soğuk ve düşük basınçta (8) noktasındaki soğutucu akışkan buharları, (3) ile gösterilen absorber içinde eriyik tarafından absorbe edilir .

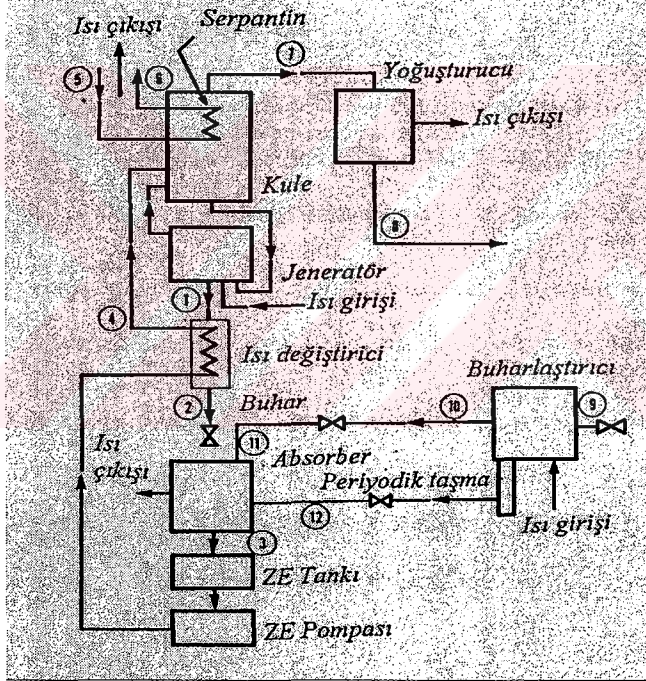
### 3.1 Pratik Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimleri

Duyulur ısı geçişleri, eriyiğin ısınmasının ve absorbe edici akışkanın buharlaşma karakteristiklerinin neden olduğu olumsuz etkiler, çoğu zaman tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde göz önüne alınmalıdır. Jeneratörden absorbere taşınan sıcak absorbe edici akışkan, bir miktar ısıl enerjinin kaybına neden olur .

Kullanılan bir sıvı-sıvı tipi ısı değiştiricisi jeneratörden çıkan absorbe edici akışkandaki bu ısı enerjisinin önemli bir kısmının, jeneratöre geri dönen eriyiğe geçerek bir ısı kazancı sağlanmasına yardımcı olur. Şek.3.1’de lityum bromür-su çevriminde, Şek.3.3’de ise amonyak-

su çevriminde bu tip sıvı ısı değiştiricinin akış diyagramındaki yerleri görülmektedir.

Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevriminde yapılacak düzeltmeler, bu sistemin performans katsayısını birden büyük yapamaz. Başka bir deyişle, soğutucu akışkanın birim kütlesinin üretimi için jeneratörde kullanılan ısı, soğutucu akışkanın birim kütlesinin buharlaştırıcıda, buharlaşırken çevreden aldığı ısıdan fazla olamaz. İstenirse ift etkili buharlaştırıcı ve çift etkili jeneratör prensipleri kullanılarak, sistemin performansı bir miktar artırılabilir (Whitlow vd., 1958). Lityum bromür-su çiftinde, biri dışarıdan ısı enerjisi ile çalışan yüksek sıcaklık ve basınçta jeneratör, diğeri bu jeneratörden çıkan yoğuşma ısısı ile çalışan diğer bir jeneratör olmak üzere, sistemde iki jeneratör kullanılır. Her iki jeneratörden çıkan soğutucu akışkan buharlaştırıcıya gönderilir.



Şekil 3.3 Amonyak-su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi

### 3.2 Soğutucu Akışkan-Absorbe Edici iftinin Karakteristikleri

Soğutucu akışkan ve absorbe edici çiftinden oluşan bir absorpsiyonlu soğutma sistemi için aşağıdaki Şartların yerine getirilmesi gerekir.

- Katı fazın olmaması. Gz önüne alınan sıcaklık ve derişiklik aralıklarında, hiçbir zaman soğutucu akışkan-absorbe edici çifti katı fazda olmamalıdır. Herhangi bir yerde katılaşma

olduğu takdirde, burada akış duracağından buradaki cihazın devre dışı kalmasına neden olacaktır.

- Buharlaşma oranı. Soğutucu akışkan, absorbe ediciye göre çok daha kolayca buharlaşabilmelidir. Bu şekilde iki akışkan kolaylıkla birbirinden ayrılabilir.
- Birleşme eğilimi. Absorbe edici, absorpsiyonun olduğu şartlarda soğutucu akışkanla kuvvetli bir birleşme eğiliminde olmalıdır. Bu eğilim:
  - ❖ Raoult kanunundan negatif bir sapmaya neden olur ve bunun sonucunda soğutucu akışkan için aktivite katsayısını bir değerinin altına düşürür,
  - ❖ Sistemde devreden absorbe edici miktarını azaltır ve sonuçta duyulur ısı etkilerinden olan enerji kaybını azaltır,
  - ❖ Isı değiştirici boyutlarını küçültür.

Jacop, Albright ve Tucker tarafından yapılan hesaplarda, kuvvetli birleşme eğiliminin de sakıncaları olabildiği gösterilmiştir (Jacop vd., 1969). Seyreltik eriyiklerde bu eğilimin olması, jeneratörde absorbe edici ile soğutucu akışkanın birbirinden ayrılması için ilave ısıya gerek duyulur.

- Basınç. Sistemdeki işletme basınçları normal seviyelerde olmalıdır. Yüksek basınçlar kalın cidarlı cihazlar gerektirir ve akışkanın pompalanması için önemli elektrik gücüne ihtiyaç doğurur. Alçak basınçlar (vakum) ise büyük hacimli cihazları ve soğutucu akışkan buharlarının basınç düşümü için özel elemanlar gerektirir.
- Kararlılık. Sistemdeki akışkanların yıllarca görev yapabilmesi ve zamanla özelliklerinin değişmemeleri için, devrede kullanılan akışkanların hemen hemen mutlak anlamda kararlı olması istenir.
- Korozyon. Kararsızlık sonucunda akışkanlar veya çeşitli maddeler, konstrüksiyonda kullanılan malzemeleri aşındırabilir. Olumsuz etkileri azaltabilmek için devrede korozyon önleyici maddeler kullanılmalıdır.
- Emniyet. Konutlarda kullanılan soğutma devrelerindeki akışkanlar, zehirsiz ve yanmaz olmalıdır. Endüstriyel kullanımlarda bu şart, fazla önemli değildir.
- Taşınım özellikleri. Soğutucu akışkanın ve absorbe edicinin viskozite, yüzey gerilme, ısı-yayımlı ve difüzivite (yayımlı) katsayıları önemli karakteristik özellikleridir. Örnek olarak,

akışkanın düşük viskoziteye sahip olması, ısı ve kütle geçişini iyileştirirken, pompalama problemlerini azaltır.

- Gizli buharlaşma ısısı. Devrede dolaşan soğutucu akışkan ve absorbe edici miktarının en az değerinde olabilmesi için, soğutucu akışkanın gizli buharlaşma ısısı büyük olmalıdır.

Burada sıralanan bütün istekleri gerçekleştiren bir soğutucu akışkan-absorbe edici çiftini pratikte bulmak mümkün değildir. Amonyak-su ve lityum bromür-su çiftleri bu istekleri belirli şartlarda yerine getirdiklerinden ticari olarak çok kullanılır.

Amonyak-su çifti birçok isteği karşılamasına rağmen, buharlaşma oranı çok küçük ve çalışma basıncı oldukça yüksektir. Ayrıca amonyağın bina içi kullanımları için sınırlamalar vardır.

Lityum bromür-su çiftinin üstünlükleri, yüksek emniyet, büyük buharlaşma oranı, büyük birleşme eğilimi, büyük kararlılık ve büyük gizli buharlaşma ısısı olarak sayılabilir. Bununla beraber bu çift katılaşmaya meyillidir. Soğutucu akışkan, 0 °C sıcaklıkta buz haline dönüştüğünden, bu çift düşük sıcaklıklardaki soğutma için kullanılamaz. Absorberde özellikle hava ile soğutma veya bazı sınırlı uygulamalarda ise su ile soğutma kullanılıyorsa, orta derişikliklerde lityum bromür kristalleşir. Bununla beraber, absorbe edici için bazı tuz karışımları kullanmak, hava ile soğutma halinde kristalleşme tehlikesini azaltabilir (Macriss vd., 1968, 1969; Weil, 1968; Rush, 1968). Lityum bromür-su çiftinin diğer sakıncaları ise, bu çiftin düşük çalışma basıncı gerektirmesi ve bu basınçlarda, lityum bromür eriyiğinin viskozitesinin büyük olmasıdır. Pratikte uygun cihaz dizaynları kullanılarak, bu sakıncalar yok edilebilir. Diğer bazı önemli soğutucu akışkan-absorbe edici çiftleri aşağıda sıralanmıştır.

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

Bu çiftlerden bir kaçı, nispeten basit çevrimler için uygun olup, lityum bromür-su çiftinde görülen kristalizasyon problemi bu çiftlerde yoktur.

Henüz bu çiftlerin çoğu hakkında kararlılık ve korozyon bilgileri yetersizdir. Bununla beraber fluorosofutucu akışkanlar dışındaki diğer soğutucu akışkanların bir miktar zararlı olduğu bilinmektedir. Karşılaşılan bazı problemler, korozyon giderici, kristalleşmeyi önleyici veya ısı geçişini artırıcı katkı maddeleri ile çözülebilir. Bu konular hakkında bir çok araştırma ve çalışmalar yapılmaktadır (Albright, 1962, 1963; Aker vd., 1965; Therelkeld, 1970; Kreider vd., 1994; Mostofavi vd., 1996; Talbi vd., 2000; Bulgan vd., 2000; Romero vd., 2000; Minciuc vd., 2003).

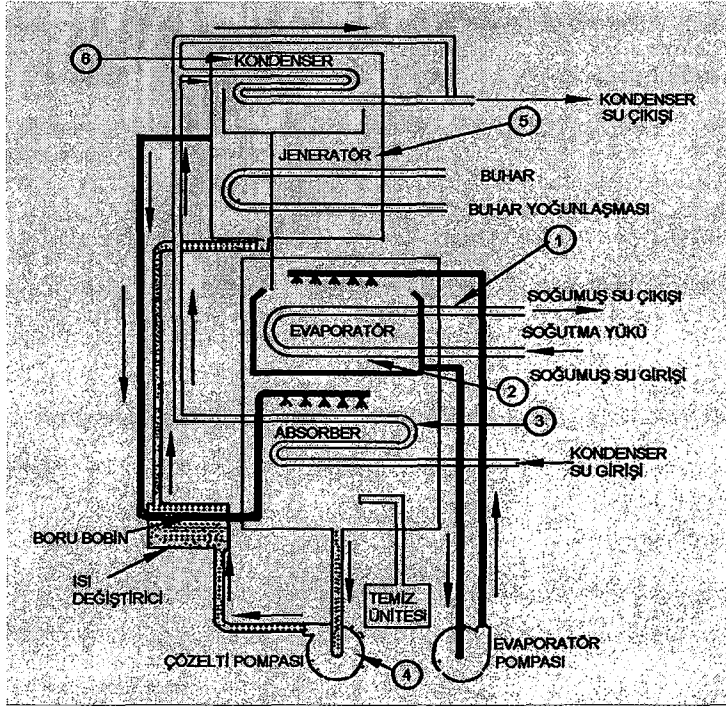
Bundan sonra dördüncü bölüme kadar olan kısımlar ASHRAE (1983) kaynağından yararlanılarak hazırlanmıştır.

### **3.3 Absorpsiyon İklimleme ve Soğutma Ekipmanı**

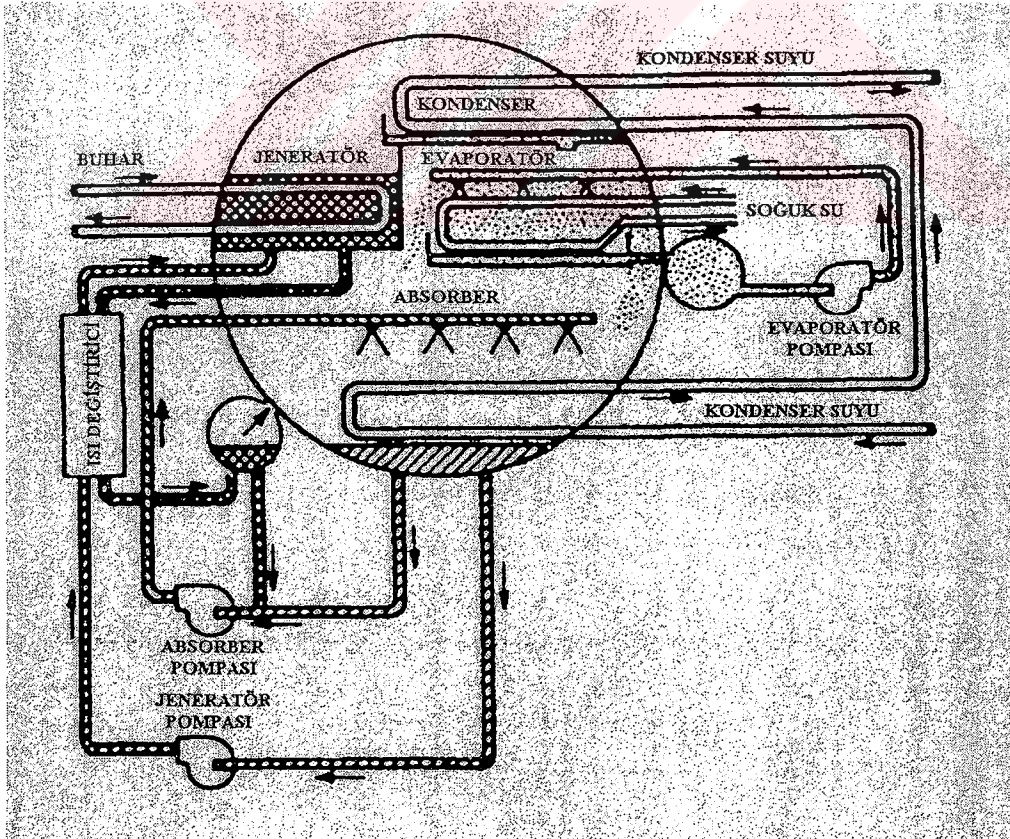
Bu bölümde, büyük tonajlı lityum bromür-su ekipmanı, komponentler, ekipman ölçülendirme ve seçme, küçük tonajlı lityum bromür-su ekipmanı, komponentler, ekipman performansı ve seçimi; amonyak-su ekipmanı, komponentler, ekipman performansı ve seçimi hakkında bilgiler sunulacaktır.

#### **3.3.1 Büyük Tonajlı Lityum Bromür-Su Ekipmanı**

Şekil 3.4, 50 ila 1500 tonluk kapasitelerde endirek ateşlemeli sıvı soğutucular halinde mevcut olan makinelerin tipik şematik diyagramıdır. Şekil 3.5, komponentleri tek bir gövde halinde düzenlenmiş benzeri bir makinedir.



Şekil 3.4 Çift gövdeli lityum bromür-su çevrimli çiller diyagramı (ASHRAE, 1983).



Şekil 3.5 Tek gövdeli lityum bromür çevrimli su çilleri (ASHRAE, 1983).

### **3.3.2 Komponentler**

#### **3.3.2.1 Jeneratörler**

Jeneratörler, solüsyona daldırılmış, buhar veya sıcak sıvılarla ısıtılan boru demetleridir.

#### **3.3.2.2 Kondenserler**

Kondenserler, jeneratörün üzerindeki buhar boşluğuna yerleştirilmiş olan ve eliminatörlerle tuz taşması engellenen, boru demetleridir. Kondensere gelen soğutma suyu önce absorberden geçer.

#### **3.3.2.3 Absorberler**

Absorberler, üzerine güçlü absorbent spreylene boru demetleridir. Soğutucu buharı, ısıyı geçmekte olan soğutma suyuna bırakarak absorberde yoğunlaşır.

#### **3.3.2.4 Buharlaştırıcılar**

Buharlaştırıcılar, üzerine soğutucu suyu spreylene ve buharlaşan boru demetleridir. Soğutulacak su, tüplerin içinden geçer.

#### **3.3.2.5 Solüsyon Isı Değiştiricileri**

Solüsyon ısı değiştiricileri tamamen çelik gövde ve boru yapıdadır.

#### **3.3.2.6 Solüsyon ve Buharlaştırıcı Pompaları**

Bunlar genellikle soğutma ve yağlama için çevrim sıvıları kullanan hermetik dizaynlı, elektrik motoru tahrikli santrifüj pompalardır.

#### **3.3.2.7 Temizleyiciler (Purger)**

Bütün ünitelerde, yoğunlaşmayan gazları çıkarmak için kullanılan bir temizleyici bulunur. Küçük miktarlarda bulunan yoğunlaşmayan gazlar, absorberdeki toplam basıncı, buharlaştırıcı basıncını önemli oranda değiştirmeye yetecek kadar yükseltebilir. Çok küçük basınç artışları, soğutucu buharlaşma sıcaklığında önemli değişmeye sebep olabilir.

#### **3.3.2.8 Genleşme Cihazı**

Mekanik genleşme valfları absorpsiyon ünitelerinde kullanılmaz. Buharlaştırıcıya soğutucu sıvının akışı, kondenser ve buharlaştırıcı arasında bir delik (açıklık) veya başka bir sabit sınırlama ile kontrol edilir.

### 3.3.2.9 Kapasite Kontrolü

Bütün lityum bromür-su çevrimli absorpsiyon makineleri yük varyasyonlarını karşılar ve absorbent solüsyonunun tekrar konsantrasyon oranını (hızını) değiştirerek soğutulmuş su sıcaklığı kontrolünü sağlar.

Verilen herhangi bir sabit yükte, soğutulmuş su sıcaklığı, soğutucu ve soğutulmuş su arasında bir sıcaklık farkı ile muhafaza edilir. Soğutucu sıcaklığı, sırayla bir akış oranı ve solüsyon konsantrasyonu ile beslenmekte olan absorber ve absorber soğutma suyu sıcaklığı ile muhafaza edilir.

Yük değişimleri, soğutulmuş su sıcaklığında karşılık gelen değişimlerle yansıtılır. Örneğin bir yük azalması, evaporatörde daha az sıcaklık farkı gerekmesine, solüsyon akışı veya konsantrasyon gerekliliğinin azalmasına yol açar. Sonuçtaki soğutulmuş su sıcaklığı düşmesi, esas olarak absorberin azalan gerekliliklerine uymak için tekrar konsantrasyon oranının uyarlanması ile karşılanır.

Bütün üniteler, cihazdan çıkan soğutulmuş sudaki bir termostat ile, bir yük değişikliğinden sonuçlanan soğutulmuş su sıcaklığı değişimlerini hisseder.

Soğutulmuş su termostatı aşağıdakilerden birini kontrol eder:

- Jeneratör pompasının akışını orantılayan, bir bölümünü jeneratöre gönderen ve kalanını, dönüş akışı ile karıştığı jeneratör solüsyonu geri dönüş bağlantısına saptıran (çeviren gönderen) bir otomatik üç yollu solüsyon valfi. Isı girdisi, jeneratör ısı transfer yüzeyinin miktarı azaltılarak ve solüsyon sıcaklığının yükselmesine izin verilerek bu kontrol aracı ile azaltılır.
- Buhar basıncı ve sıcaklığını azaltan bir otomatik buhar valfi. Isı girdisi, buhar ve solüsyon arasında azalmış sıcaklık farkı ile düşürülür
- Jeneratöre giden solüsyon akışını önceden belirlenen yüklerde bir veya daha fazla kademedeki azaltan bir saptırmayan (nondiverting) tipi solüsyon valfi ile kombine bir otomatik buhar valfi. Solüsyon akışı azalması genellikle yüzde 50'den fazla olmaz. Ana kontrol buhar valfidir.
- Bir öncekine benzer, saptırmayan (nondiverting) tipi solüsyon valfinin oranlı olarak kontrol edilmesi hariç, maksimum solüsyon akış azalması genellikle yüzde 50'den az olmasını kontrol eder.

### 3.3.2.10 Yoğunlaşan Su Sıcaklığı Kontrolü

Yoğunlaşan su sıcaklığındaki değişimleri dizaynın  $\pm 3$  C derecesi içinde sınırlamak gerekir. Bu genellikle, soğutma kulesi ve makine arasına takılan bir üç yollu kontrol valfi ile yapılır. Yoğunlaşan su sıcaklığından kontrol edilen bu valf, su sıcaklığını dizayn limitleri içinde tutmak için yoğunlaşan suyu tekrar dolaştıracak ve karıştıracaktır.

### 3.3.2.11 Koruyucu Cihazlar

Kapasite kumandalarına ilaveten, lityum bromür-su çevrimli absorpsiyon soğutma makineleri koruyucu cihazlar gerektirir. Bazı kumandalar çalışan üniteleri emniyet limitleri içinde tutar, bazıları emniyet limitlerinin aşılmasına sebep olacak bir arıza durumunda üniteyi zarar görmeden kapatır. Tipik koruyucu cihazlar şunlardır:

#### Düşük Sıcaklık Otomatik Devre Kesicisi

Bu, eğer buharlaştırıcı sıcaklığı çok düşerse üniteyi durduracak olan bir düşük limit termostatıdır. Soğutucu sıcaklığı açma (cut-in) noktasına yükseldiğinde, düğme makineyi tekrar çalıştırmak için kendisini resetler.

#### Soğutma Suyu Düğmesi

Eğer soğutma suyu kaynağı arıza yaparsa üniteyi durduracak olan bir basınç veya akışa hassas düğmedir. Soğutma suyu kaynağı tekrar bağlandığı zaman düğme kendini resetler.

#### Soğutulmuş Su Düğmesi

Eğer soğutulmuş su akışı dizayn limitlerinin altına düşerse üniteyi durduracak olan bir basınç veya akışa hassas düğmedir. Doğru soğutulmuş su akışı tekrar sağlandığı zaman düğme kendisini resetler.

#### Sıvı Seviye Düğmesi

Bunlar, eğer buharlaştırıcıdaki soğutucu seviyesi çok düşük veya çok yüksek ise üniteyi durduracak olan "float" tipi düğmelerdir (switch). Bunlar kendi kendilerini resetlerler.

#### Jeneratör Gövde Patlama Diski

Yüksek sıcaklıktaki su uygulamalarında, jeneratör gövdesinde bir patlama diski bulunabilir.

#### Diğer Kontroller

Ünitelerde, genellikle bir kontrol voltajı transformatörü, elektrik motorlu starterler (marş

motoru; gerektiğinde), sigortalar ve devre kesme düğmesi (disconnect switch) içeren bir kumanda paneli bulunur. Kumanda panelinin tesisatı önceden tamamen çekilmiştir ve elektrik tesisatı elektrik motorlarına bağlanmıştır. Kontrol valfi aktuatörleri elektrikli veya pnomatik olabilir. Pnomatik aktuatörler kullanıldığı zaman, bunlar genellikle bağlantılarla birlikte bir bütündür.

### 3.3.3 Ekipman Ölçülendirme ve Seçimi

Mümkün olduğunda, ünite ölçüsünü düzenlemek için imalatçının seçme datası kullanılmadır. Bu tip data, tablo veya eğri faktörü halinde düzenlenmiştir ve ekonomik araştırmalarda kullanım için aşağıdaki bilginin belirlenmesine izin verir:

- Normal ünite ölçüsü
- Gerekli soğutma suyu oranı ve sıcaklık yükselmesi
- Soğutma suyu basınç kaybı
- Soğutulmuş su basınç kaybı
- Tam ve azaltılmış yüklerde buhar oranı
- Fiziksel ölçüler ve ağırlık

Eğer imalatçının seçme datası yoksa, ön karşılaştırmalar için kullanışlı bir ilk tahmin aşağıdakilere dayanabilir:

- Soğutma suyu oranı : 0,221 (lt/s)/ton soğutma
- Soğutma suyu sıcaklığı yükselmesi: 10° C
- Buhar oranı: 9,1 kg/(saat) (ton).

### 3.3.4 Küçük Tonajlı Lityum Bromür-Su Ekipmanı

Şekil 3.6, ısıtma için 101,300-633,000 kJ/h ve soğutma için 3.5-25 ton kapasiteli bir gaz ateşlemeli sıvı soğutucu-ısıtıcı olarak bulunan bir makine tipini gösterir.

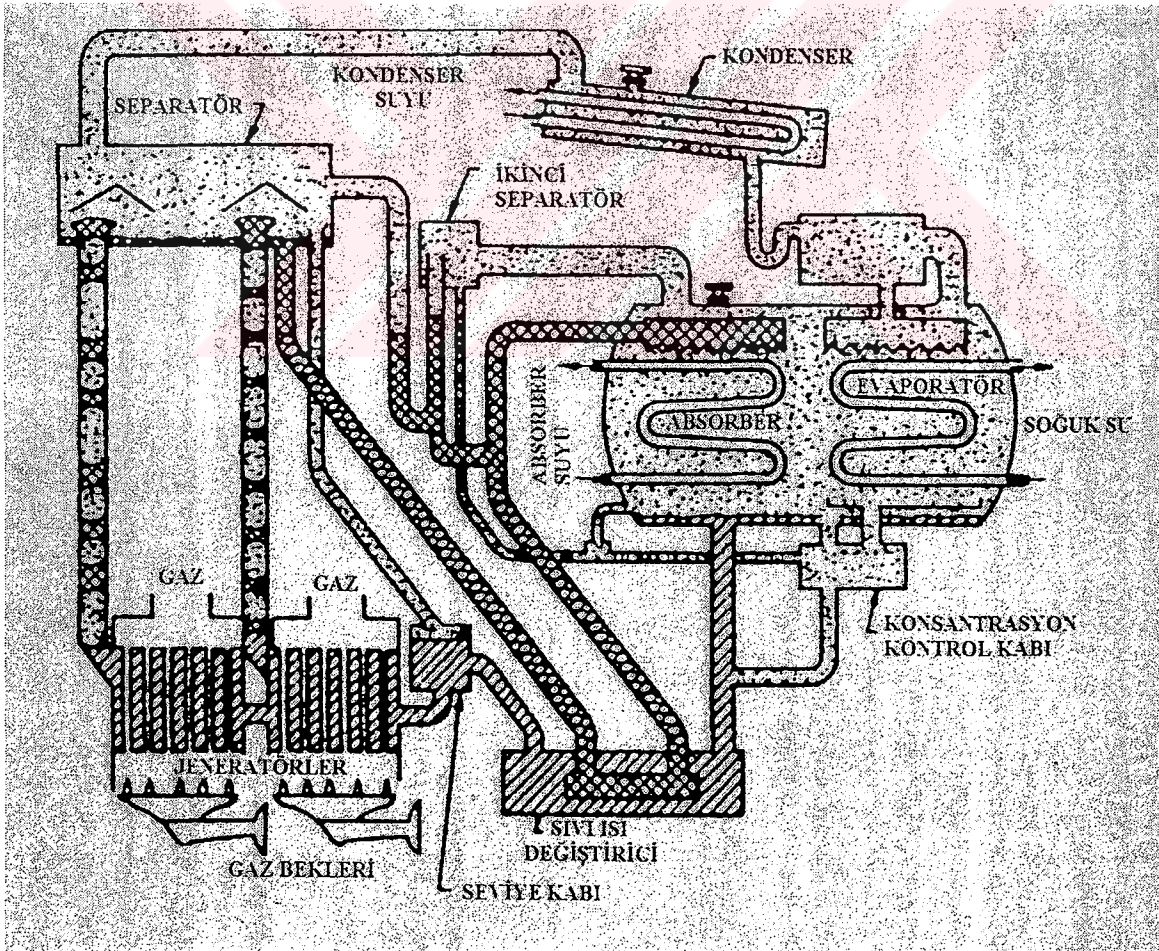
Küçük tonajlı üniteler, mekanik pompalar olmadan çalışır. Absorber ve jeneratör arasındaki solüsyon sirkülasyonu, pompa tüpünün buhar-kaldırma etkisi ile olur. Absorber ve buharlaştırıcı tüpleri, kılcal damlatıcılardan (capillary dripper) verilen bir sıvı akışı geçişi ile

ıslatılır.

Jeneratörler, genellikle atmosferik gaz brülörlü çelik ateş-boru yapıdadır. Güç gaz brülörler ve yakıt brülörleri kullanılır.

Solüsyon ısı eşanjörleri, alçak basınç düşümü ve iyi ısı transferini birleştirmek için, yakın aralıklı çelik plakalardan meydana gelir.

Isıtma, normalde yoğunlaştırıcıda yoğunlaşacak olan soğutucunun buharlaştırıcıda yoğunlaşacağı şekilde, üniteye yoğunlaşan su akışı durdurularak yapılır. Jeneratörden gelen buhar, soğutma sırasında jeneratör ve buharlaştırıcı arasında muhafaza edilen bir sıvı kapamı üfleyerek buharlaştırıcıya bir direk yol açar.

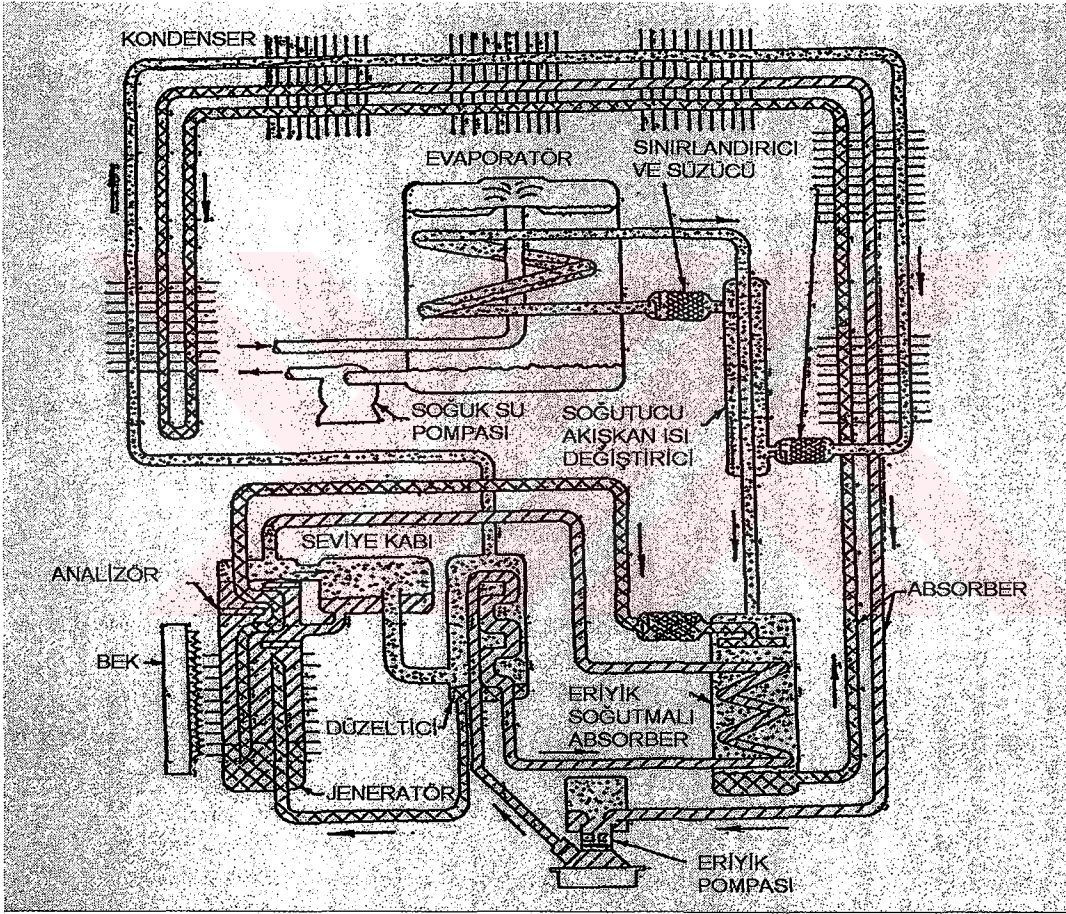


Şekil 3.6 Direkt ateşlemeli lityum bromür çevrimli su çilleri (ASHRAE, 1983).

Sıvı soğutucu-ısıtıcının buharlaştırıcı bobininin yerine bir direk genişleme kanatlı bobininin kullanıldığı ve bir soğutma-ısıtma müstakil klima ortaya çıkarmak için bir üfleyicinin ilave edildiği model varyasyonları vardır.

### 3.4 Amonyak-Su Ekipmanı

Şekil 3.7, 3 ila 10 tonluk kapasitelerde bir direk ateşlemeli, hava soğutmalı sıvı soğutucu olarak bulunan bu tipte makinenin tipik bir şematik diyagramıdır.



Şekil 3.7 Direkt ateşlemeli hava soğutmalı amonyak – su çilleri (ASHRAE, 1983).

#### 3.4.1 Komponentler

Amonyak-su ekipmanının dizaynı üç ana farklılığa yer vermek için lityum bromür-sudan farklıdır.

- Su (absorbent) gaza dönüşebilen bir sıvıdır, bu yüzden zayıf absorbentten güçlü absorbente dönüşebilmesi için, bir ayrımsal damıtma prosesi gerektirir.
- Amonyak (soğutucu), kap (vessel) ölçülerinin 15 cm çapa kadar tutulacağı ve solüsyon pompalarının pozitif deplasmanlı tip olacağı şekilde, çevrimin 2070 kPa civarı kondenser basınçlarında ve 480 kPa civarı buharlaştırıcı basınçlarında çalışmasına sebep olur.
- Hava soğutma, dış tarafın hava ile daha fazla temas için kanat takılabileceği şekilde, yoğunlaşma ve absorpsiyonun tüplerin içinde meydana gelmesini gerektirir.

#### 3.4.1.1 Jeneratör

Jeneratörler, yanma ürünlerinden ısı çıkarmak için dış taraftan kanatlı, dikey tanklardır. İçten yükselen meydana gelmiş buhar ve azalan zayıf absorbent arasında yakın karşı akış teması meydana getirmek için bir analizör (çözümleyici) plakaları sistemi vardır.

Atmosferik gaz brülörü jeneratörü ateşler. Çıkan alev borusu karışık ürünleri kondenser ve absorberden geçen hava ile karıştır ve yeterli yanma hava akışını sürdürmek için kondenser hava fanının çekimine bağlıdır.

#### 3.4.1.2 Isı Eşanjörü

Güçlü ve zayıf absorbentler arasındaki ısı değişimi, kısmen güçlü absorbent taşıyan bir bobinin, analizör plakaları yoluyla spiral yaptığı jeneratör-analizör içinde ve kısmen, solüsyon kılcalı yolu ile jeneratörden ölçülen güçlü absorbentin, zayıf absorbent taşıyan bir helisel bobinin üzerinden geçtiği solüsyonla soğutulmuş absorberde meydana gelir.

Solüsyonla soğutulmuş absorberde, güçlü absorbent, evaporatörden gelen buharın birazını absorbe eder bu sayede, çevrim COP'sini iyileştirmek için absorpsiyon ısını çevrim içinde tutar.

Güçlü absorbent ve absorbe edilmemiş buhar, solüsyonla soğutulmuş absorberden, absorpsiyonun tamamlandığı ve absorpsiyon ısısının havaya atıldığı hava ile soğutulmuş absorbere kadar devam eder.

Tarif edilen solüsyonla soğutulmuş absorbere bir alternatif jeneratör basıncında zayıf absorbent ile olurken, güçlü absorbentin fazla soğutulduğu ve sonra girişte buharlaştırıcıdan hava soğutmalı absorbere kadar soğutucu buharı ile birleştiği bir iç içe boru ısı eşanjörüdür.

### 3.4.1.3 Doğrultmaç (Redresör)

Jeneratörden çıkan buhar, hala, buhar soğutulmayla önemsiz bir miktara azaltılabilen su buharı ile kısmen yüklüdür.

Redresör, zayıf absorbenti solüsyon pompasından, solüsyonla soğutulan absorber ve jeneratöre götüren bir spiral bobin içerir. Hava soğutmalı kondensere kadar devam eden buhar ve jeneratöre geri akan, bobinden yoğunlaşma arasındaki karşı akış temasına yardımcı olmak için bir tür conta dahil edilmiştir.

### 3.4.1.4 Absorber ve Kondenser

Bunlar, gelen (giren) havanın çoğunluğunu kondenser tüplerinden akacağı ve ayrılan (giden) havanın çoğunluğunun absorber tüplerinden akacağı şekilde; hava akışına göre düzenlenmiş kanatlı tüplerdir.

### 3.4.1.5 Buharlaştırıcılar

Soğutulacak sıvı, soğutma yükünü absorbe eden buharlaşan amonyağı taşıyan bir kabinin üzerine damlatılır. Tank, atmosfer basıncındadır ve üniteler, soğutulan sıvıyı yük kaynağına sirküle etmek için bir pompa içerir. Buharlaştırıcıya giden soğutucu (refrigerant) tıkaç bobinleri yoluyla kondenserden ölçülür. Soğutucu ısı eşanjörünün bir iç içe tüp tipi, soğutucunun paund başına maksimum soğutma etkisini sağlamak için kullanılır. Bu, özellikle bu çevrimde etkilidir, çünkü amonyakta bulunan su, artık azaldıkça yükselen sıcaklıklarda buharlaşan bir sıvı artığı üretir.

### 3.4.1.6 Solüsyon Pompaları

Pompalar hermetik pozitif deplasmanlı cihazlardır. Solüsyon, bir esnek diyaframa benzer bir yalıtma parçasının alternatif hareketi tarafından emme ve boşaltma valfları yoluyla hareket ettirilir. Hidrolik sıvı darbelerinden gelen alternatif hareket, emme basıncı atmosferik olan bir vana veya piston pompa tarafından esnek yalıtma parçasının karşı tarafına dağıtılır.

### 3.4.1.7 Kapasite Kontrolü

Ünite, genellikle bir termostat aracılığıyla açılır ve kapanır. Eğer su sıcaklığı donmaya yaklaşacak kadar düşerse, brülörleri kapatmak için, bir soğutulmuş su düğmesi dahil edilmiştir. Daha düşük bir yük oranına düşürmek için, ünitelerin yüzde 20 düşük ateşlemesi uygundur.

### 3.4.1.8 Koruyucu Cihazlar

Tipik koruyucu cihazlar şunlardır:

- Gaz brülörlerin yanmasına izin vermeden önce hava akışını doğrulayan bir yelkenli devre anahtarı,
- Bir basınç tahliye valfi,
- Bir jeneratör yüksek sıcaklık düğmesi.



#### 4. ÇİFT ETKİLİ LiBr-H<sub>2</sub>O AKIŞKANLI ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ

Bu bölümde, çalışmanın asıl amacı olan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performans iyileştirme yöntemlerinden biri olan çift etkili sistem incelenecektir. Genel olarak basit absorpsiyon soğutma sistemlerinde COP düşük değerlerde ( 1'in altında ) kalır. Fakat bu tür sistemlerle COP'de kayda değer iyileşmeler sağlanmaktadır.

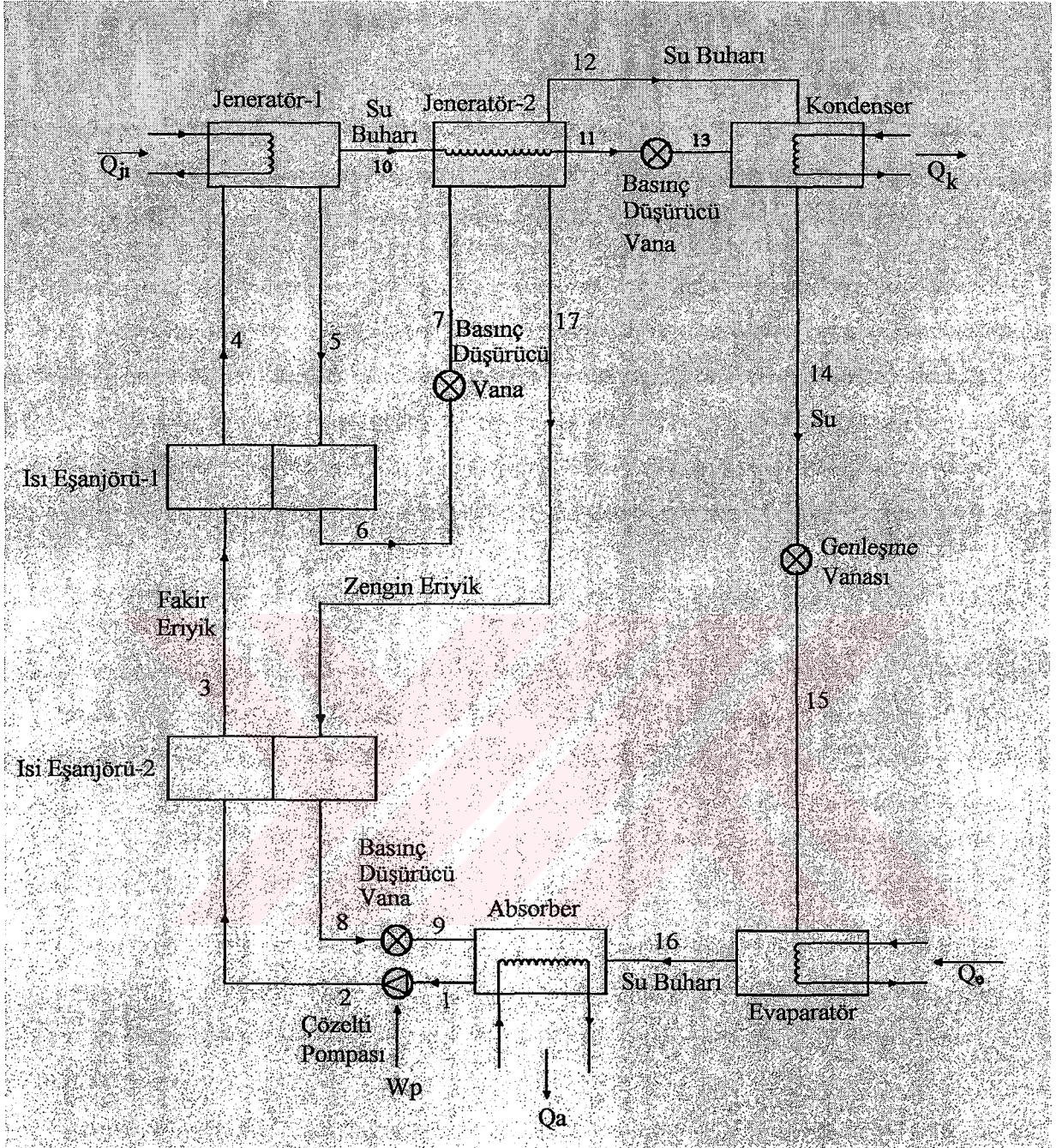
Çift etkili sistemlerde iki adet jeneratör kullanılarak ısıdan daha fazla kazanım olur ve daha fazla soğutucu elde edilir. Bu şekilde soğutma gücü artırılarak COP iyileşmesi sağlanır. Fakat bu tür sistemler basit sistemlere göre daha karmaşık ve düzgün olarak çalıştırılması daha zordur. Her bir eleman için hassas basınç ve sıcaklık ayarı gerekir. Aksi halde sistemdeki soğutucu ve absorber akışkanlarının kimyasal özelliklerinden dolayı sorunlar oluşacaktır. Lityum bromür-su akışkan çifti için bu durum, kristalleşme ve suyun donması şeklinde kendini gösterir.

Bundan sonraki kısımlarda, çift etkili lityum bromür-su akışkan çiftini kullanan absorpsiyonlu soğutma sisteminin tanıtımı, termodinamik analizi, kısmi optimizasyonla seçilmiş termodinamik değerlerle örnek bir COP hesabı, son olarak araştırma bulguları ve değerlendirme yapılacaktır. Sistem, bir mühendislik programı yardımıyla bilgisayar ortamında simüle edilerek bu sistemin COP araştırması yapılmıştır.

##### 4.1 Sistemin Tanıtımı

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin basit uygulamalarında sistem performansı genelde 1'in üzerine çıkamaz. Bu değer kompresyonlu sistemlere göre oldukça düşük bir değerdir. Fakat ucuz bir ısı kaynağı bulunduğu ve kuruluş maliyeti düşük olduğunda absorpsiyonlu sistemler daha avantajlı hale gelirler. Ayrıca düşük olan soğutma tesir katsayısı değişik yöntemlerle artırılmaktadır. Bu yöntemlerden biride sistemde birden fazla jeneratör kullanılmasıdır. Birden fazla jeneratör kullanılmasıyla daha fazla soğutucu akışkan elde edilmekte bu sayede soğutma kapasitesi artırılmaktadır. İşte, bu çalışma kapsamında çift jeneratör kullanılıp, sistem performansı, diğer termodinamik büyüklükler de değiştirilerek etkileri incelenecektir.

Sistemde bir evaporatör, bir kondenser, bir absorber, iki jeneratör ve iki adet ısı değiştirgeci vardır. Sistem elemanları üç farklı basınç katagorisinde çalışmaktadırlar: Yüksek basınç, orta



Şekil 4.1 Çift etkili LiBr-su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemi akış şeması (ASHRAE,1983)

basınç ve düşük basınç.

Birinci jeneratör yüksek basınçta, ikinci jeneratör ve kondenser orta basınçta, evaporatör ve absorber ise düşük basınçta çalışır. Birinci jeneratördeki yüksek basınç bir pompa vasıtasıyla sağlanmaktadır. İkinci jeneratör ve kondenser orta basıncı iki adet basınç düşürücü vana ile sağlanır. Absorberdeki düşük basınç bir basınç düşürücü vana ile, evaporatör düşük basıncı ise

bir kısılma vanası ile elde edilir.

Bu çalışmanın amacı olan sistemin şematik resmi Şekil 4.1'de verilmiştir. Sistem LiBr-su akışkan çiftini kullanmaktadır. Jeneratör ısı kaynağı sürekli olan bir atık buhardır. Kondenser ve absorber sulu soğutmalı olup, ayrıca soğutma kulesi kullanılmaktadır.

#### 4.2 Sistemin Çalışma Şekli

Şekil 4.1'de verilen böyle bir çift etkili LiBr-su akışkan çiftini kullanan absorpsiyon soğutma sistemi hassas basınç ve sıcaklık ayarı gerektirmektedir. İyi tayin edilememiş, herhangi bir komponentteki basınç veya sıcaklık, sistemde çalışma sorunlarına yol açabilmektedir. Çünkü, basınç ve sıcaklığa bağlı olarak LiBr-su çözeltisinin kristalleşme eğilimi vardır. Ayrıca, su 0 °C'nin altında donmaktadır.

Bu sistemde LiBr-su akışkan çiftinden LiBr absorber, su ise soğutucu olarak kullanılmaktadır. Absorberden çıkan LiBr-su çözeltisi pompa vasıtasıyla önce ikinci ısı eşanjörüne girer ve bir miktar ısındıktan sonra birinci ısı eşanjörüne uğrar. Burada da bir miktar ısındıktan sonra birinci jeneratöre girer. Birinci jeneratörde bir miktar su buharlaşır. Buharlaşan su buradan ikinci jeneratöre girer ve burada ısı kaynağı konumunu almış vaziyette ısınıp bırakıp çıkar. Bu buhar jeneratörden çıktıktan sonra bir basınç düşürücü vana vasıtasıyla basıncı düşürülerek kondensere girer.

Birinci jeneratörden çıkan çözeltinin derişikliği artmıştır. Bu çözelti birinci ısı eşanjöründen geçerken bir miktar ısınıp burada bırakır ve bir basınç düşürücü vana ile basıncı düşürülerek ikinci jeneratöre girer.

İkinci jeneratörde çözeltiden bir miktar daha su buharlaşır. Buharlaşan su jeneratörden çıkarak kondensere girer. İkinci jeneratörden çıkan yüksek derişiklikteki çözelti ikinci ısı eşanjörüne girer. Burada ısınıp bırakıp çıktıktan sonra bir basınç düşürücü vana ile basıncı düşürülerek absorbere girer.

İki adet Jeneratör ile daha fazla fayda elde edilmiş şekilde soğutucu görevi üstlenmiş olan su buharı, kondenserde yoğunlaşır. Sıvı halde kondenserden çıkarak genleşme vanasına girer. Genleşme vanasından çıkan düşük basınçtaki su evaporatöre girerek burada buharlaşır. Buharlaşma gizli ısıyla çevreden ısı çekerek burayı soğutur. Buradaki çevreden kasıt soğutulmuş sudur. Soğutulmuş su iklimlendirmede kullanılır.

Evaporatörden çıkan su buharı çevrimin son basamağı olan absorbere girer. Burada yüksek

derişiklikte çözeltili tarafından absorbe edilir. Bu işlem sırasında ısı açığa çıkar. Ortaya çıkan ısı soğutma suyu vasıtasıyla buradan uzaklaştırılır. Absorberde derişikliğı düşen çözeltili tekrar buradan çıkarak çevrimin devamını sağlar.

Sistemin yukarıda belirtilen döngüde çalışması için, her bir komponente yerleştirilmiş, önceki bölümlerde bahsedilen kontrol cihazları ile emniyete alınarak düzgün çalışması sağlanır.

### 4.3 Sistemin Termodinamik Analizi

Çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi Şekil 4.1'de verilmiştir. Temel çalışma sıcaklıkları; birinci ve ikinci jeneratör, kondenser, evaporatör, absorber sıcaklıklarıdır. Temel çalışma basınçları; birinci jeneratördeki yüksek basınç, ikinci jeneratör ve kondenserdeki orta basınç, evaporatör ve absorberdeki düşük basınçlardır.

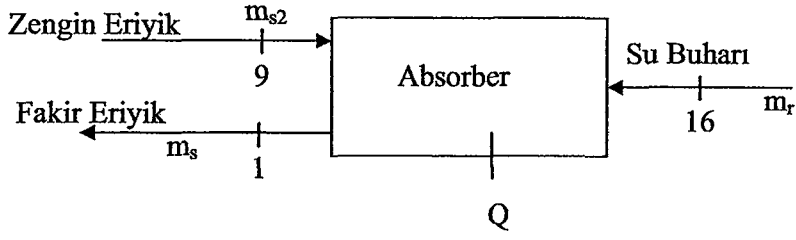
İkinci ve birinci eriyik eşanjörleri, her iki jeneratörden çıkan yüksek derişiklikteki çözeltilerin ısılarını, düşük derişikteki çözeltiliye verilmesini sağlar. Bu şekilde, jeneratörde çözeltiliye verilmesi gereken ısı miktarı azaltılarak sistemin soğutma etkinliğı (COP) artırılmış olur. Buna ilaveten sistemde çift jeneratör kullanılarak daha fazla su buharı elde edilir. Böylece evaporatör soğutma yükü artırılarak daha yüksek bir soğutma performans katsayısı (COP) elde edilmiş olur.

Termodinamiğın birinci kanunundan yola çıkarak, sistem elemanlarının ısı kütle miktarları, ısı ve kütle korunumu ilkesinden bulunur. Denklemler oluşturulurken değışik kaynaklardan yararlanılmıştır (ASHRAE, 1981; Çengel vd., 1996; Genceli, 1996; Keçeciler vd., 1997; Songara vd., 1998; Alizadeh, 2000; Bruno vd., 2000; Worek vd., 2003; Kaynaklı vd., 2003).

#### **Birinci jeneratöre giren kütle miktarı;**

Termodinamiğın birinci kanunundan yararlanarak Şek. 4.2'ye göre aşağıdaki bağıntılar oluşturulur.

$$m_s = m_{s2} + m_r \quad (1)$$



Şekil 4.2 Absorber akışkan giriş-çıkış şeması.

$$x_{17} * m_{s2} = m_s * x_1 \quad (2)$$

$$m_{s2} = m_s \left( \frac{x_1}{x_{17}} \right)$$

$$m_s = m_s \frac{x_1}{x_{17}} + m_r$$

$$m_s \left( \frac{x_{17} - x_1}{x_{17}} \right) = m_r$$

$$m_s = m_r * \left( \frac{x_{17}}{x_{17} - x_1} \right) \quad (3)$$

şeklindedir. Burada;  $m_r$  evaporatöre giren su kütlesi,  $x_{17}$  ikinci jeneratörden çıkan çözelti derişiklik oranı,  $x_1$  ise birinci jeneratöre giren çözelti derişiklik oranıdır.

#### Birinci jeneratörden çıkan su buharı kütlesi;

Buradaki bağıntılar termodinamiğin birinci kanunundan yararlanarak Şek. 4.3'e göre oluşturulur.

$$m_s = m_{s1} + m_{r1} \quad (4)$$

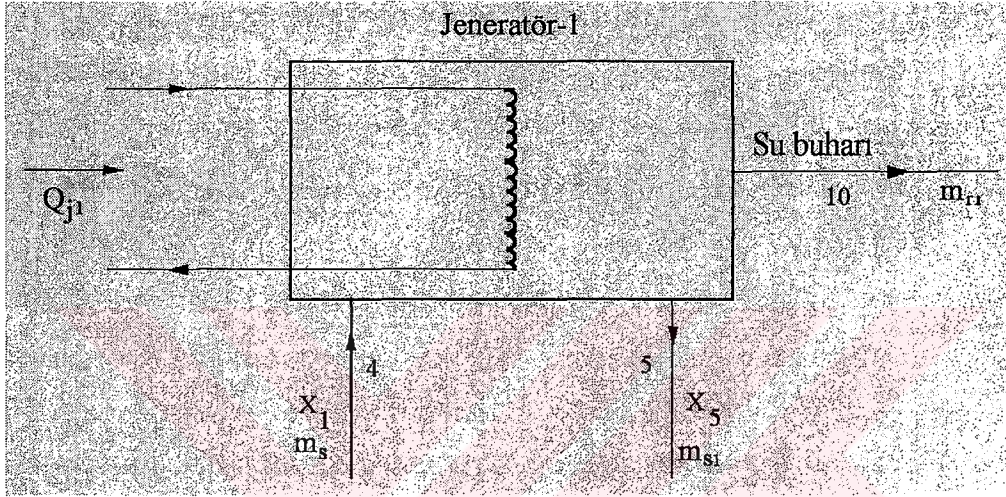
$$x_{17} * m_s = m_{s1} * x_5 \quad (5)$$

$$m_{s1} = \frac{x_1}{x_5} * m_s$$

$$m_s = \frac{x_1}{x_5} * m_s + m_{r1}$$

$$m_s * \left( \frac{x_5 - x_1}{x_5} \right) = m_{r1}$$

$$m_s = m_{r1} * \left( \frac{x_5}{x_5 - x_1} \right) \quad (6)$$



Şekil 4.3 Birinci jeneratör akışkan giriş-çıkış şeması.

Birinci jeneratörden çıkan su buharı kütlesini bulmak için, (3) ve (6) no'lu denklemler düzenlenir.

$$m_s = m_r * \left( \frac{x_{17}}{x_{17} - x_1} \right) = m_{r1} * \left( \frac{x_5}{x_5 - x_1} \right) \quad (7)$$

$$m_{r1} = m_r * \left( \frac{x_{17}}{x_{17} - x_1} \right) * \left( \frac{x_5 - x_1}{x_5} \right) \quad (8)$$

şeklinde yazılır. Buradaki  $m_r$ ,  $x_{17}$  ve  $x_1$  yukarıda izah edildiği gibidir.  $x_5$  ise birinci jeneratörden çıkan çözeltili derişiklik oranını ifade etmektedir.

**Birinci jeneratörden çıkan çözültü kütlesi;**

Bağıntılar Şek. 4.3'e göre oluşturulur.

$$m_s = m_{s1} + m_{r1} \quad (9)$$

$$m_s * x_1 = m_{s1} * x_5 \quad (10)$$

$$m_s = m_{s1} * \frac{x_5}{x_1}$$

$$m_{s1} \frac{x_5}{x_1} = m_{s1} + m_{r1}$$

$$m_{s1} \left( \frac{x_5 - x_1}{x_1} \right) = m_{r1}$$

$$m_{s1} = m_{r1} * \left( \frac{x_1}{x_5 - x_1} \right) \quad (11)$$

şeklindedir. Buradaki  $m_r$ ,  $x_1$ ,  $x_5$  yukarıda bahsedildiği gibidir.

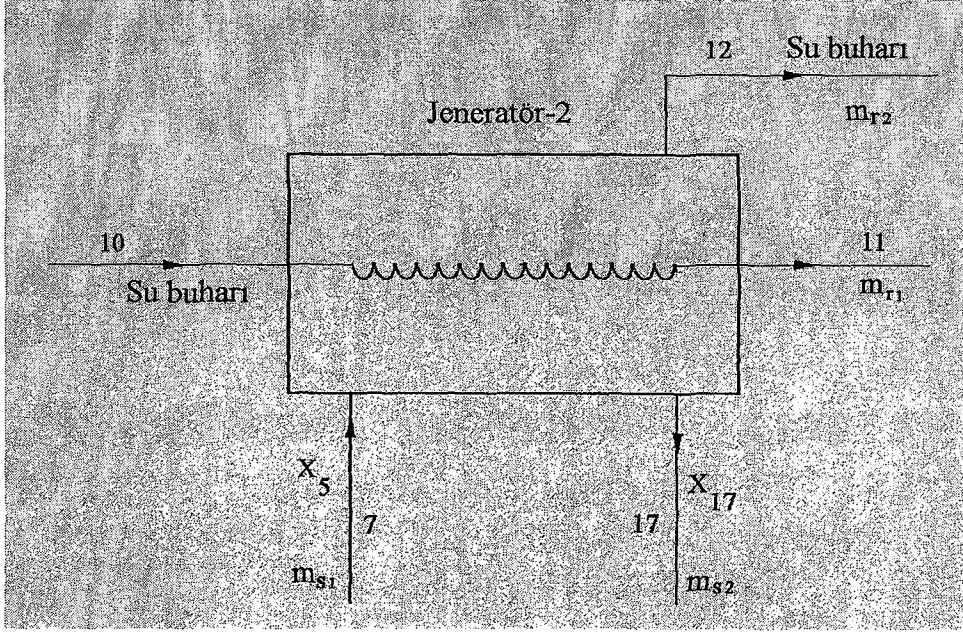
**İkinci jeneratörden çıkan su buharı kütlesi;**

Şek. 4.4'e göre oluşturulacak bağıntılarla bu değerin bulunması sağlanır.

$$m_{r1} \left( \frac{x_{17} - x_5}{x_{17}} \right) = m_{r2} \quad (12)$$

$$m_{s1} = m_{r2} * \left( \frac{x_{17}}{x_{17} - x_5} \right) \quad (13)$$

$$m_{s1} = m_{r1} \left( \frac{x_{17}}{x_5 - x_1} \right) = m_{r2} \left( \frac{x_{17}}{x_{17} - x_5} \right) \quad (14)$$



Şekil 4.4 İkinci jeneratör akışkan giriş-çıkış şeması.

$$m_{r2} = m_{r1} * \left( \frac{x_1}{x_5 - x_1} \right) * \left( \frac{x_{17} - x_5}{x_{17}} \right) \quad (15)$$

ya da;

$$m_{r2} = m_r - m_{r1} \quad (16)$$

şeklinde ifade edilir. Buradaki ifade edilen  $m_{r2}$ ,  $x_1$ ,  $x_5$ , ve  $x_{17}$  daha önce bahsedilen değerleri belirtmektedir.

**İkinci jeneratörden çıkan çözelti kütlesi;**

Bağıntılar Şek. 4.4'e göre oluşturulur.

$$m_{s1} = m_{s2} + m_{r2} \quad (17)$$

$$x_5 * m_{s1} = m_{s2} * x_{17} \quad (18)$$

$$m_{s2} = m_{s1} \frac{x_5}{x_{17}}$$

$$m_{s1} = m_{s1} \left( \frac{x_5}{x_{17}} \right) + m_{r2}$$

$$m_{s1} = m_{s2} \frac{x_{17}}{x_5}$$

$$m_{s2} \frac{x_{17}}{x_5} = m_{s2} + m_{r2}$$

$$m_{s2} \left( \frac{x_{17} - x_5}{x_5} \right) = m_{r2}$$

$$m_{s2} = m_{r2} \left( \frac{x_5}{x_{17} - x_5} \right) \quad (19)$$

şeklindedir. Burada ifade edilen  $m_{r2}$ ,  $x_5$  ve  $x_{17}$  değerleri yukarıda bahsedildiği gibidir.

#### **Evaporatör soğutma kapasitesi;**

Şek. 4.1'e göre aşağıdaki bağıntı yazılır.

$$Q_e = m_r (h_{16} - h_{15}) \quad (20)$$

formülü ile hesaplanır. Burada,  $m_r$  evaporatöre giren su kütlesi,  $h_{16}$  evaporatörden çıkan doymuş su buharı entalpisi,  $h_{15}$  ise evaporatör giriş entalpisidir.

#### **Pompa gücü;**

Şek. 4.1 göz önüne alınarak aşağıdaki bağıntılar oluşturulur.

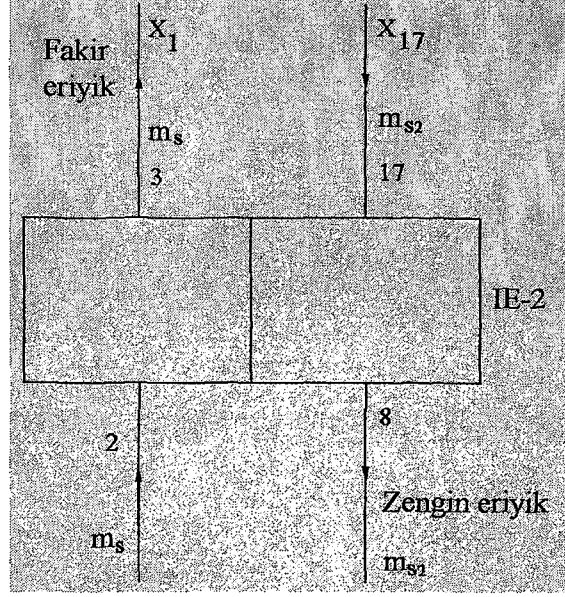
$$\Delta H_p = v_1 (p_{j1} - p_1) \quad (21)$$

$$W_p = m_s * \Delta H_p \quad (22)$$

şeklindedir. Burada  $v_1$  yoğunluk,  $p_{j1}$  birinci jeneratör veya pompa çıkış basıncı,  $p_1$  absorber çıkış basıncıdır.

#### **Birinci ve ikinci eşanjör ısı değerinden çözelti çıkış entalpileri ve sıcaklıklar;**

Bu değerler, referans kaynaklardaki ve Şek. 4.5'e göre oluşturulacak bağıntularla bulunur.



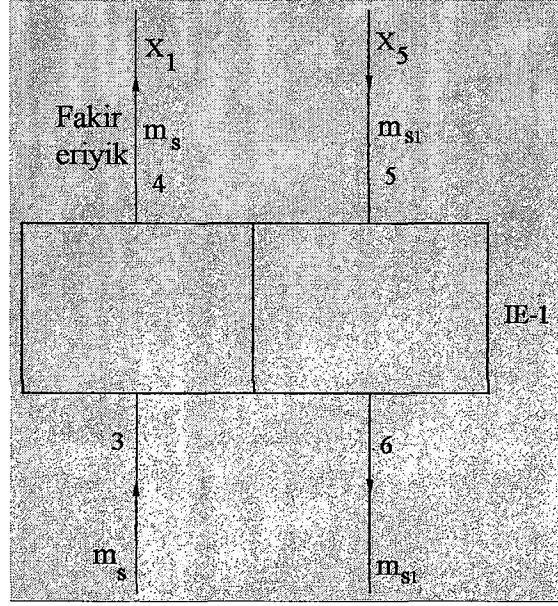
Şekil 4.5 İkinci ısı eşanjörü akışkan giriş-çıkış şeması.

$$h_2 = h_1 + \Delta H_p \quad (23)$$

$$Q_{HE2} = m_s (h_3 - h_2) = m_{s2} (h_{17} - h_8) \quad (24)$$

$$h_3 - h_2 = \frac{m_{s2}}{m_s} * (h_{17} - h_8)$$

$$h_3 = \frac{m_{s2}}{m_s} * (h_{17} - h_8) + h_2 \quad (25)$$



Şekil 4.6 Birinci ısı eşanjörü akışkan giriş-çıkış şeması.

Şek. 4.6'ya göre  $h_4$  bağıntısı oluşturulur.

$$Q_{HE1} = m_s (h_4 - h_3) = m_{sl} (h_5 - h_6) \quad (26)$$

$$h_4 = \frac{m_{sl}}{m_s} (h_5 - h_6) + h_3 \quad (27)$$

$$T_8 = T_{17} - e_2 (T_{17} - T_2) \quad (28)$$

$$T_6 = T_5 - e_1 (T_5 - T_3) \quad (29)$$

şeklindedir. Burada  $e_1$  ve  $e_2$  birinci ve ikinci ısı eşanjörü verimleridir. Diğer entalpi ve sıcaklıklar su buharı tabloları ve LiBr-su diyagramlarından bulunabilir.

#### Birinci jeneratör ısı kapasitesi;

Şek. 4.3'e göre aşağıdaki bağıntı yazılır.

$$Q_{j1} = m_{sl} h_5 + m_{rl} h_{10} - m_s h_4 \quad (30)$$

şeklindedir.

#### İkinci jeneratör ısı kapasitesi;

Şek. 4.4'e göre aşağıdaki bağıntı yazılır.

$$Q_{j2} = m_{s2} * h_{17} + m_{t2} * h_{12} - m_{s1} * h_7 \quad (31)$$

şeklinde ifade edilir.

**İkinci jeneratörden çıkan su buharı entalpisi;**

Bu bağıntı, Şek. 4.4'e göre oluşturulur.

$$Q_{j2} = (h_{10} - h_{11}) m_{r1} \quad (32)$$

$$h_{11} = h_{10} - \frac{Q_{j2}}{m_{r1}} \quad (33)$$

elde edilir.

Şekil 4.1'e göre aşağıdaki termodinamik eşitlikler yazılabilir.

$$m_{14} = m_{15} = m_{16} = m_r \quad (34)$$

$$m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m_s \quad (35)$$

$$m_5 = m_6 = m_7 = m_{s1} \quad (36)$$

$$m_{17} = m_8 = m_9 = m_{s2} \quad (37)$$

$$m_{12} = m_{11} = m_{13} = m_{r1} \quad (38)$$

$$m_{12} = m_{t2} \quad (39)$$

$$m_{14} = m_{13} + m_{12} = m_{r1} + m_{t2} \quad (40)$$

**Kondenser ısı dengesi;**

Şek. 4.1'e göre aşağıdaki bağıntı oluşturulur.

$$Q_k = m_{r1} * (h_{13} - h_{14}) + m_{t2} * (h_{12} - h_{14}) \quad (41)$$

şeklinde tanımlanır.

**Absorber ısı dengesi;**

Şek. 4.2'ye göre bu bağıntı oluşturulur.

$$Q_a = m_{s2} * h_9 + m_r * h_{16} - m_s * h_1 \quad (42)$$

şeklinde ifade edilir.

Soğutma sistemlerinin performansını gösteren COP değeri harcanan birim iş başına yapılan soğutma miktarı olup;

$$COP = \frac{Q_c}{Q_{jl} + W_p} \quad (43)$$

şeklinde tanımlanır. Burada pompa işi ( $W_p$ ) küçük değerde olduğu için ihmal edilebilir. Eğer evaporatör, kondenser, absorber ve jeneratör sıcaklıkları bilinirse yukarıda verilen denklemler yardımıyla sistemlerin performans eğrileri elde edilir.

#### 4.4 Sistemin Termodinamik analizinde yapılan kabuller

Sistemin termodinamik analizi yapılırken bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabuller hem örnek çözümünde, hem de bilgisayar programının çalıştırılması sırasında yapılan COP hesaplamalarında kullanılmıştır.

Yapılan kabuller aşağıda verilmiştir.

- Sistem sürekli rejim şartlarında çalışmaktadır.
- Jeneratör çıkışındaki su buharı, kızgın buhar olup, sıcaklığı jeneratör sıcaklığına yakındır.
- Kondenserden çıkan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında sudur ve kondenser sıcaklığındadır. ( $x = 0$ )
- Evaporatörden çıkan soğutucu su buharı, doymuş buhar şartlarında ve evaporatör sıcaklığındadır. ( $x = 1$ )
- Absorberden çıkan eriyik, absorber basıncı ve sıcaklığında olup denge halindedir.
- Jeneratörden çıkan eriyik, jeneratör sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
- Sistemde bütün basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Sistemin çevreyle olan ısı etkileşimi ihmal edilmiştir.

- Sisteme iş girişi ihmal edilmiştir.
- Aynı sıcaklık ve konsantrasyon için, denge halindeki entalpi ile dengesiz haldeki entalpi eşit alınmıştır.

#### 4.5 Sistemin Performans Katsayısının Hesabı

Bu kısımda Şekil 4.1'de akış şeması verilen çift etkili LiBr-su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sisteminin verilen sıcaklık ve basınçlarda performans katsayısı hesaplanacaktır. Aşağıda verilen değerler ideale yakın seçilmiş yani, kısmen de olsa optimizasyon yapılmış değerlerdir. Sistemde 1 kg/s soğutucu akışkan (su) sabit olarak dolaştığı kabul edilmiştir.

- Buharlaştırıcı sıcaklığı (16 noktası), 5 °C
- Absorber denge sıcaklığı (1 noktası), 40 °C
- 2 noktasında eriyik sıcaklığı, 40 °C
- Birinci ısı eşanjörü verimi  $E_1 = 0,7$
- İkinci ısı eşanjörü verimi,  $E_2 = 0,8$
- Birinci jeneratör basıncı ( 2, 3, 4, 5, 6, 10, 11 noktaları ), 76 kPa
- Birinci jeneratörden çıkan eriyik sıcaklığı ( 5 noktası ), 150 °C
- Birinci jeneratörden çıkan kızgın su buharı sıcaklığı ( 10 noktası ), 140 °C
- İkinci jeneratörden çıkan eriyik sıcaklığı ( 17 noktası ), 110 °C
- İkinci jeneratörden çıkan kızgın su buharı sıcaklığı ( 12 noktası ), 103 °C
- İkinci jeneratörden çıkan su buharı sıcaklığı ( 11 noktası ), 92,11 °C
- Kondenser sıcaklığı ( 14 noktası ), 35 °C
- İkinci jeneratör basıncı ( 7, 12, 13, 14, 17, 8 noktaları ), 13 kPa
- Sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi ( 14, 15, 16 noktası ), 1 kg/h
- Absorberden çıkan çözelti derişiklik oranı ( 1, 2, 3, 4 noktaları ),  $x_1 = 58,3$
- Birinci jeneratörden çıkan çözelti derişiklik oranı ( 5, 6, 7 noktaları ),  $x_5 = 61,95$
- İkinci jeneratörden çıkan çözelti derişiklik oranı ( 17, 8, 9 noktaları ),  $x_{17} = 65,25$

- Evaporatör girişindeki soğutucu akışkan miktarı,  $m_r = 1 \text{ kg/s}$
- Evaporatör ve kondenser çalışma basıncı: 0,8726 kPa

Soğutucu-absorban eriyiklerinin fiziksel özellikleri bir denge diyagramında grafik olarak gösterilir. Şekil 4.7 ve 4.8'de lityum bromür diyagramları verilmiştir. Şekil 4.7'de problem için örnek bir denge diyagramı görülmektedir. Şekildeki çevrimde, eriyik absorber ve jeneratörler arasında sirküle ederken meydana gelen sıcaklık ve konsantrasyon değişimleri görülmektedir.

Denge diyagramları çevrimin çalışma şeklinin anlaşılmasında ve işletme şartlarının uygun olup olmadığının kontrol edilmesinde büyük fayda sağlarlar. Ayrıca lityum bromür-su sisteminde kristalleşme olup olmayacağına dair fikir verirler.

Bu diyagramda, sıcaklık yatay ekseninde verilmiştir. Buhar basıncı ve buna karşılık gelen soğutucu akışkanın sıcaklığı ise dikey ekseninde verilmiştir. Sağ üst köşeden sol alt köşeye doğru inen eğimli hatlar ise eriyik konsantrasyonunu göstermektedir. Diyagramın sağından keskin bir şekilde inen hat ise kristalleşmenin oluşacağı sınır şartları gösterir. Bu hattın solunda eriyik sıvı kalır. Eğer şartlar hattın sağına doğru değişirse, eriyik içerisindeki lityum bromürün katılaşması sonucu tortu meydana gelir.

Lityum bromür diyagramları, su buharı tabloları ve önceki bölümlerde verilen denklemler yardımıyla, sistemdeki çeşitli elemanların akışkan debileri, ısı yükleri, entalpiler, sıcaklıklar ve soğutma performans katsayısı (COP) bulunabilir. Referans noktalarındaki sıcaklık, basınç, LiBr kütle derişim konsantrasyonu, kütle ve entalpi değerleri Çizelge 4.1'de verilmiştir. Bu verilerden sonra hesaplamalar yapılabilir.

**Absorberden çıkan çözelti kütlesi, denklem (3)'den;**

$$m_s = m_r \cdot \left( \frac{x_{17}}{x_{17} - x_1} \right) = 1 \cdot \left( \frac{0,6525}{0,6525 - 0,583} \right) = 9,39 \text{ kg/s}$$

**Birinci jeneratörden çıkan su buharı kütlesi, denklem (8)'den;**

$$m_{r1} = m_r \cdot \left( \frac{x_{17}}{x_{17} - x_1} \right) \cdot \left( \frac{x_5 - x_1}{x_5} \right)$$

$$m_{r1} = 1 \cdot \left( \frac{0,6525}{0,6525 - 0,583} \right) \cdot \left( \frac{0,6195 - 0,583}{0,6195} \right) = 0,553 \text{ kg/s}$$

**Birinci jeneratörden çıkan çözelti kütlesi, denklem (11)'den;**

$$m_{s1} = m_{r1} * \left( \frac{x_1}{x_5 - x_1} \right) = 0,553 * \left( \frac{0,583}{0,6195 - 0,583} \right) = 8,838 \text{ kg/s}$$

**İkinci jeneratörden çıkan su buharı kütlesi, denklem (15)'den;**

$$m_{r2} = m_{r1} * \left( \frac{x_1}{x_5 - x_1} \right) * \left( \frac{x_{17} - x_5}{x_{17}} \right)$$

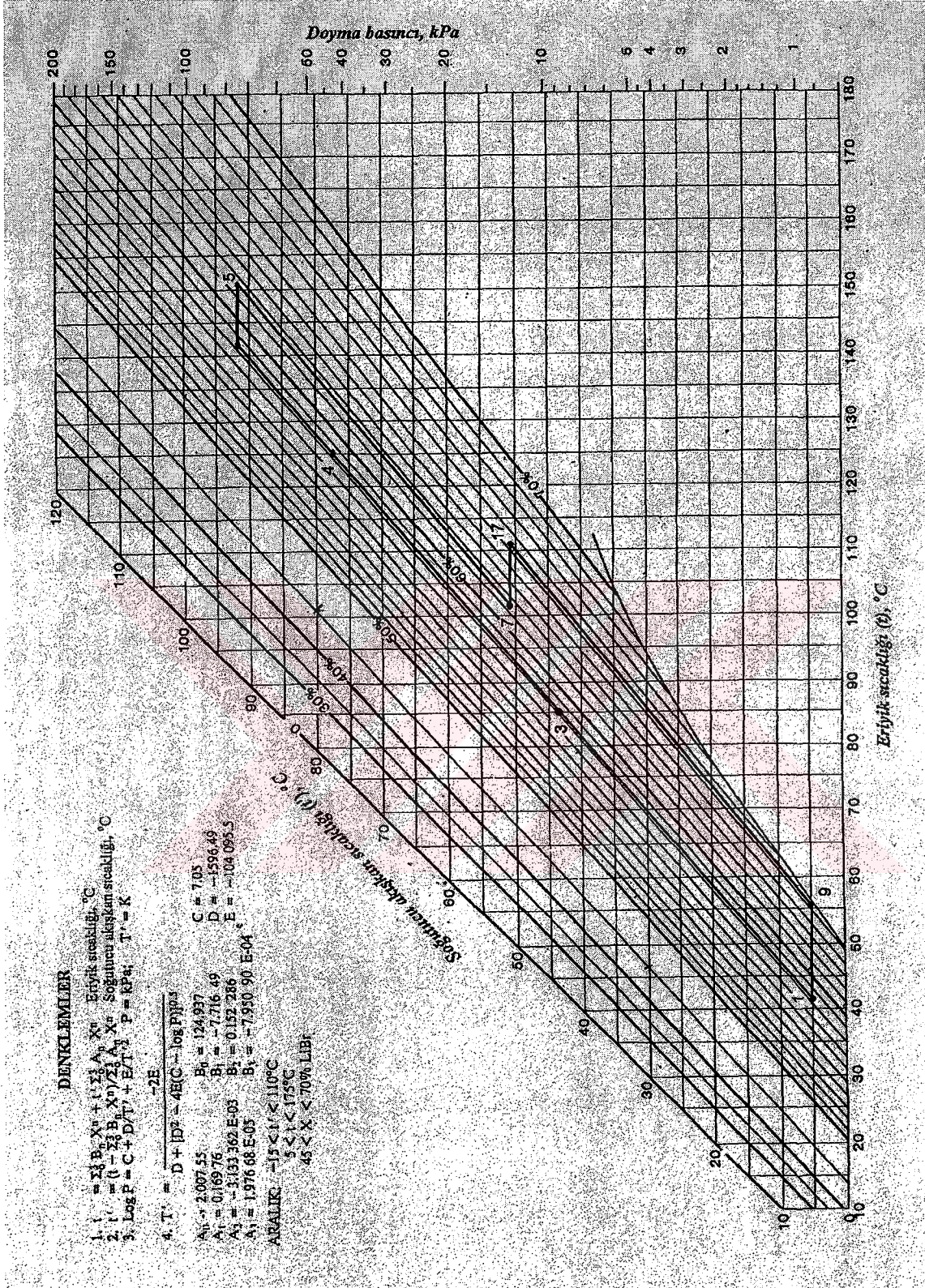
$$m_{r2} = 0,553 * \left( \frac{0,583}{0,6195 - 0,583} \right) * \left( \frac{0,6195 - 0,6195}{0,6525} \right) = 0,447 \text{ kg/s}$$

**İkinci jeneratörden çıkan çözelti kütlesi, denklem (19)'dan;**

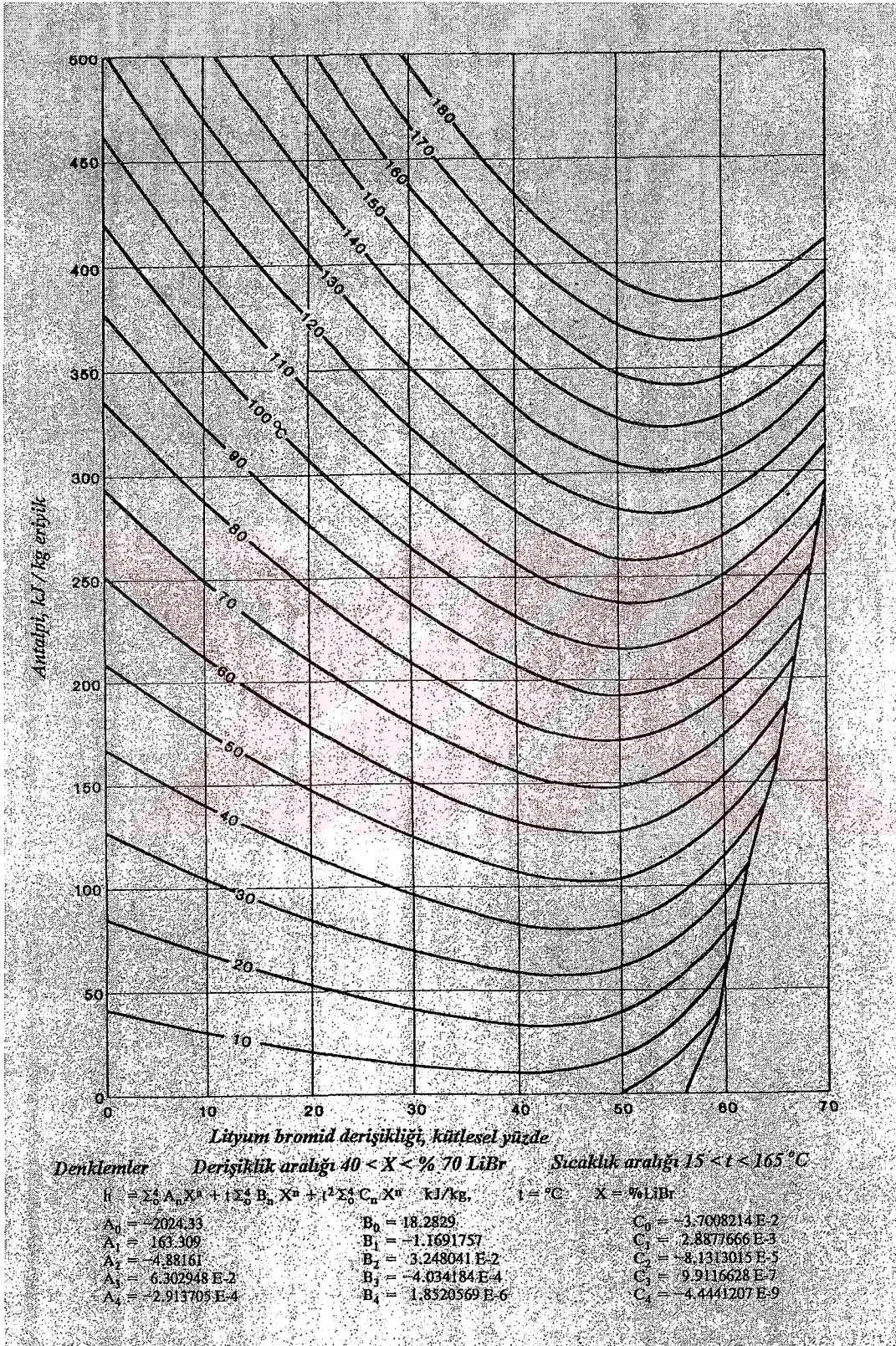
$$m_{s2} = m_{r2} * \left( \frac{x_5}{x_{17} - x_5} \right) = 0,447 * \left( \frac{0,6195}{0,6525 - 0,6195} \right) = 8,391 \text{ kg/s}$$

**Evaporatör soğutma kapasitesi, denklem (20)' den;**

$$Q_e = m_r * (h_{16} - h_{15}) = 1 * (2510 - 146,6) = 2363 \text{ kJ/s}$$



Şekil 4.7 Çift etkili lityum bromür-su sistemi için tipik eriyik çevrimini gösteren denge diyagramı (Genceli, 1997).



Şekil 4.8 Lityum bromür-su eriyiği için entalpi-derişiklik diyagramı (Genceli, 1997).

Çizelge 4.1 Referans noktalarındaki sıcaklık, basınç, kütle, çözelti derişiklik oranı ve entalpi değerleri.

Referans Noktaları	T (°C)	P (kPa)	X (%)	M (kg/s)	H (kJ/kg)
1	40	0,8726	58,3	9,391	107,1
2	40	76	58,3	9,391	107,2
3	85,5	76	58,3	9,391	196,5
4	125,5	76	58,3	9,391	276,2
5	150	76	61,95	8,838	333
6	104,9	76	61,95	8,838	248,2
7	103,5	13	61,95	8,838	248,2
8	54	13	65,25	8,391	172,4
9	54	0,8726	65,25	8,391	172,4
10	140	76	0	0,5524	2734
11	92,11	13	0	0,5524	397,3
12	103	13	0	0,4476	2680
13	51,02	13	0	0,5524	397,3
14	35	13	0	1	146,6
15	5,008	0,8726	0	1	146,6
16	5	0,8726	0	1	2510
17	110	13	65,25	8,391	272,3

**Pompa gücü, denklem (21) ve (22)' den;**

$$\Delta H_p = v_1 * (P_{j1} - P_1) = 0,0006076 (76 - 0,8726) = 0,04565 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} * \text{kPa}$$

$$WH_p = v_1 * \Delta H_p = 9,391 * 0,04565 = 0,4287 \text{kJ/s}$$

**Denklem (23), (25), (27), (28), (29)'dan sırasıyla  $h_2$ ,  $h_3$ ,  $h_4$  entalpileri ve  $T_8$ ,  $T_6$  sıcaklıkları bulunur.**

$$h_2 = h_1 + \Delta H_p = 107,1 + 0,04565 \cong 107,2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = \frac{m_{s2}}{m_s} * (h_{17} - h_8) + h_2 = \frac{8,391}{9,391} * (272,3 - 172,4) + 107,2 = 196,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = \frac{m_{s1}}{m_s} * (h_5 - h_6) + h_3 = \frac{8,838}{9,391} * (333 - 248,2) + 196,5 = 276,2 \text{ kJ/kg}$$

$$T_8 = T_{17} - e_2 * (T_{17} - T_2) = 110 - 0,8 * (110 - 40) = 54^\circ \text{C}$$

$$T_6 = T_5 - e_1 * (T_5 - T_3) = 150 - 0,7 * (150 - 85,5) = 104,9^\circ \text{C}$$

**Birinci jeneratör ısı kapasitesi, denklem (30)'dan;**

$$Q_{j1} = m_{s1} * h_5 + m_{r1} * h_{10} - m_s * h_4$$

$$Q_{j1} = 8,838 * 333 + 0,5524 * 2734 - 9,391 * 276,2 = 1859 \text{ kJ/s}$$

**İkinci jeneratör ısı kapasitesi, denklem (31)'den;**

$$Q_{j2} = m_{s2} * h_{17} + m_{r2} * h_{12} - m_{s1} * h_7$$

$$Q_{j2} = 8,391 * 272,3 + 0,4476 * 2680 - 8,838 * 248,2 = 1291 \text{ kJ/s}$$

**İkinci jeneratörden çıkan su buharı entalpisi, denklem (33)'den;**

$$h_{11} = h_{10} - \frac{Q_{j2}}{m_{r1}} = 2734 - \frac{1291}{0,552} = 397,3 \text{ kJ/kg}$$

**Kondenser ısı dengesi, denklem (41)' den;**

$$Q_k = m_{r1} * (h_{13} - h_{14}) + m_{r2} * (h_{12} - h_{14})$$

$$Q_k = 0,5524 * (397,3 - 146,6) + 0,4476 * (2680 - 146,6) = 1272,4 \text{ kJ/s}$$

**Absorber ısı dengesi, denklem (42)'den;**

$$Q_a = m_{s2} * h_9 + m_r * h_{16} - m_s * h_1$$

$$Q_a = 8,391 * 172,4 + 1 * 2510 - 9,391 * 107,1 = 2950,8 \text{ kJ/s}$$

Yukarıdaki hesaplamalardan sonra denklem (43)'den sistemin soğutma performans katsayısı (COP) bulunabilir. Pompa gücü ( $W_p$ ) çok küçük değerde olduğundan ihmal edilebilir.

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_{j1} + W_p} \cong \frac{Q_e}{Q_{j1}}$$

$$\text{COP} = \frac{2363}{1856} = 1.271$$

Burada görüldüğü gibi, COP değeri 1'in üzerinde bir değerdir. Bu değer sistemde çift jeneratör kullanılmakla elde edilmiştir. Önceki bölümlerde bahsedildiği gibi, tek kademeli absorpsiyon soğutma sistemlerinde bu değer 1'in üzerine çıkarılamamaktadır.

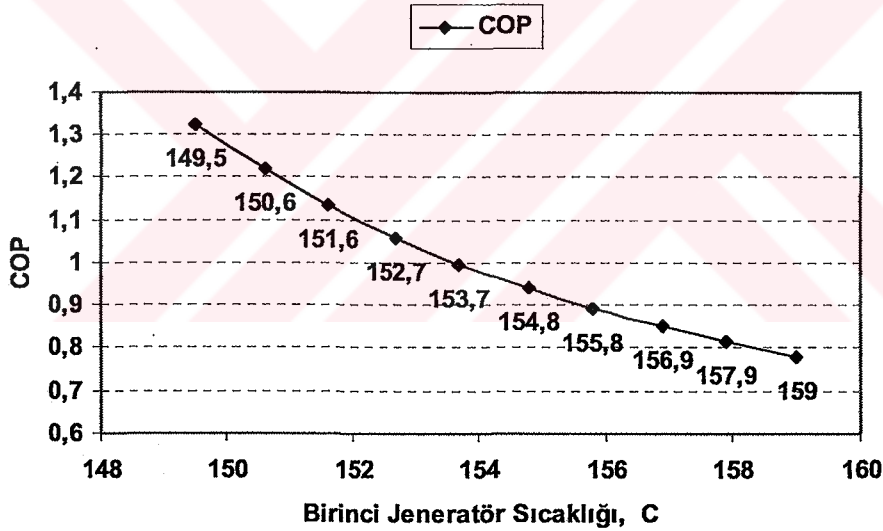
#### 4.6 Araştırma Bulguları ve Değerlendirme

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, soğutma performans katsayısı, kompresyonlu soğutma sistemlerine göre oldukça düşük kalmaktadır. Basit absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde bu değer genelde 1'in altındadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde COP'yi iyileştirmek için, değişik yöntemler vardır. Bu yöntemlerden birisi de çift etkili sistemdir. Bu sistemde iki kademeli jeneratör sistemi kullanılarak daha fazla soğutucu elde edilmekte, böylece soğutma kapasitesi artırılarak COP değeri yükseltilmektedir. Diğer bir katkı da, birinci jeneratörden çıkan kızgın su buharı ikinci jeneratörün ısı kaynağı olarak kullanılıp atık ısıdan azami yararlanılmaktadır.

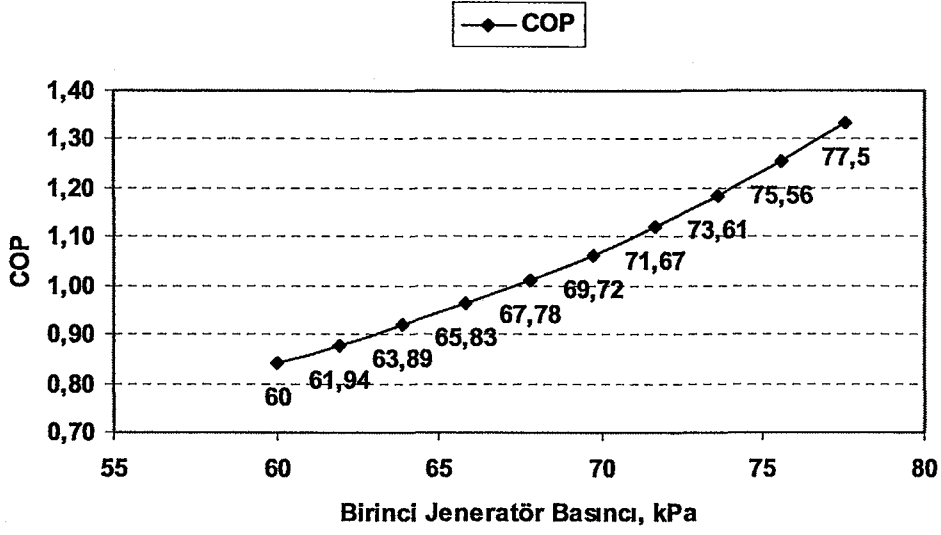
Şekil 4.1'de akış şeması verilen lityum bromür-su akışkan çiftini kullanan çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin, soğutma performans katsayısının incelenmesi için termodinamik analiz kısmında verilen ifadelerden yararlanarak, temel enerji ve kütle dengesi denklemleri bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Burada bir mühendislik programı kullanılmıştır. Çevrimin simülasyonu oluşturularak, farklı jeneratör, evaporatör, kondenser, absorber sıcaklıkları, jeneratör basınçları ve ısı eşanjör verimlerinde sistemin COP'si incelenmiştir. Sonuçlar grafiklerle detaylı analiz edilmiştir. Sistemin COP analizi sırasında elde edilen grafiklerdeki değişkenlerin dışındaki referans noktalarındaki değerler, (4.5) bölümünde ve Çizelge 4.1'deki değerle aynıdır. Bu nedenle grafiklerin üzerine değişken olmayan diğer değerler yazılmamıştır.

Bilgisayar ortamında sistemin simülasyonu oluşturulduktan sonra, COP incelemesi esnasında sistem elemanlarının basınç ve sıcaklıkları hatta ısı eşanjörü verimleri dahi belirli sınır değerler arasında kaldığı gözlenmiştir. Bu da şunu göstermiştir ki, bu tür sistemler ne kadar kompleks olursa, referans noktalarındaki değerler o oranda hassaslaşmaktadır. Limitler dışına çıktığında sistemde sorunlar oluşmaya başlamaktadır. Lityum bromür-su akışkan çiftinin özelliklerinden dolayı kristalleşme veya donma görülmektedir.

Şekil 4.9 ve 4.10'da birinci jeneratör sıcaklığının ve basıncın COP üzerindeki etkisi görülmektedir. Sıcaklık ve basınç değerleri belli limitler arasında kalmaktadır. Jeneratör sıcaklığı arttıkça COP değeri hızla düşmekte, tersi olarak basınç, arttıkça COP hızla artmaktadır. Sıcaklıkta sınır değerler  $149.5^{\circ}\text{C}$  ve  $159^{\circ}\text{C}$ 'dir. Altında veya üstündeki değerlerde çalışma olanağı bulunmamaktadır. Nedeni daha önce belirtildiği gibi kristalleşme veya su buharının donmasıdır.  $149.5^{\circ}\text{C}$  de COP değeri 1.322, 77.5 kPa basınçta ise 1.322 değeriyle en yüksek rakama ulaşmaktadır.

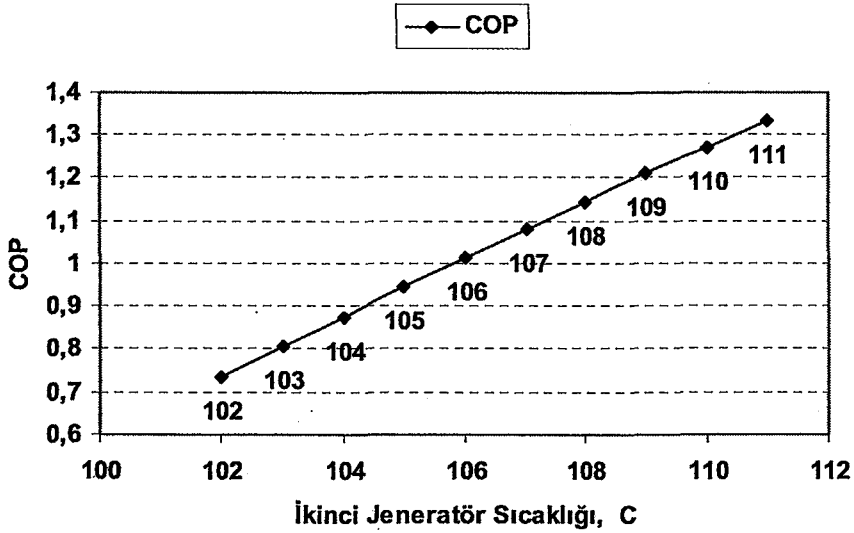


Şekil 4.9 COP'nin birinci jeneratör sıcaklığı ile değişimi.

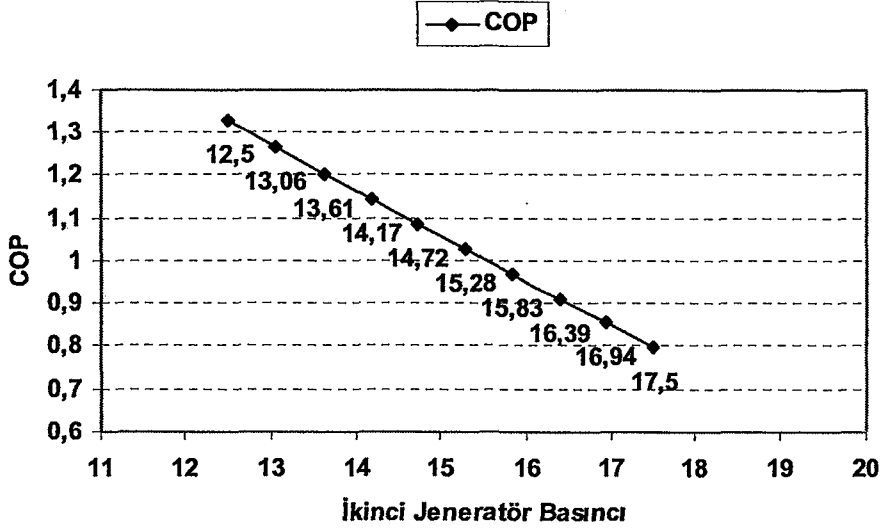


Şekil 4.10 COP'nin birinci jeneratör basıncı ile değişimi.

İkinci jeneratör sıcaklık ve basınçları da oldukça ilginç bir şekilde birbirinin tersi bir COP değeri vermektedirler. Şekil 4.11'de görüldüğü gibi, sıcaklık 102 ile 111 °C değerleri arasında kalmakta ve sıcaklık artarken COP değerleri de hızlı şekilde büyümektedir. En yüksek COP değeri 111 °C' de 1.333 rakamına ulaşır. Basıncın artmasıyla COP değerinin hızlı değer kaybettiği Şekil 4.12'de görülmektedir. Sınırlar 12.5 ile 17.5 kPa arasındadır. 12.5 kPa basınçta COP 1.327 değeriyle en yüksek değerini alır.



Şekil 4.11 COP'nin ikinci jeneratör sıcaklığı ile değişimi.

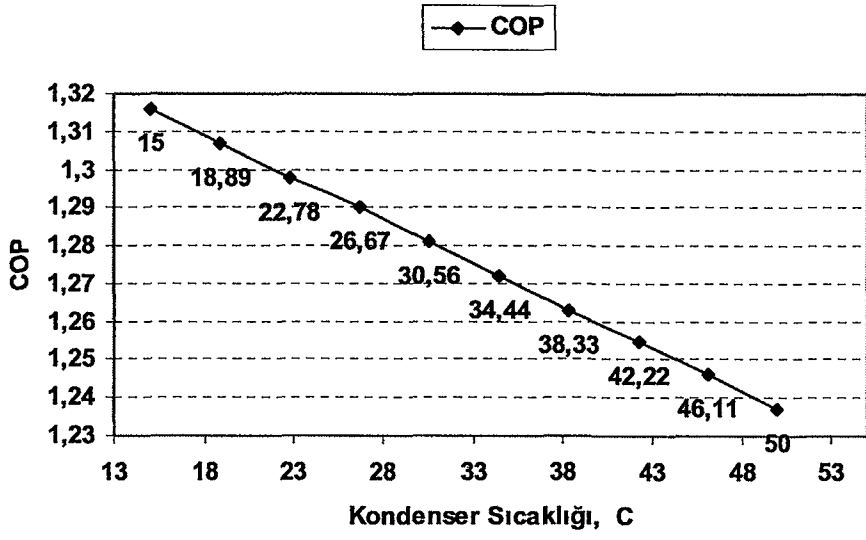


Şekil 4.12 COP'nin ikinci jeneratör basıncı ile değişimi.

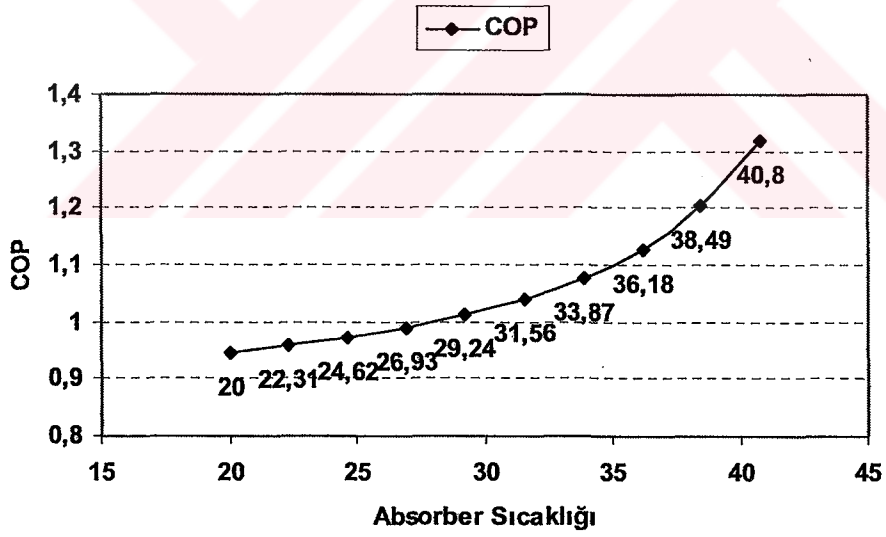
Kondenser sıcaklığının COP üzerindeki etkisi Şekil 4.13'de görülmektedir. Kondenser sıcaklığı ne kadar düşük olursa COP değeri doğrusal oranda yüksek olmaktadır. Burada dikkati çeken durum, sıcaklık çalışma aralığı oldukça geniştir.

Şekil 4.14'de absorber sıcaklığının COP üzerindeki etkisi görülmektedir. Absorber sıcaklığı arttıkça COP değeri de artmaktadır. 36 °C sıcaklıktan sonra hızlı bir yükseliş görülmektedir. 40.8 °C sıcaklığın üzerindeki bir sıcaklıkta sistem çalışmamaktadır.

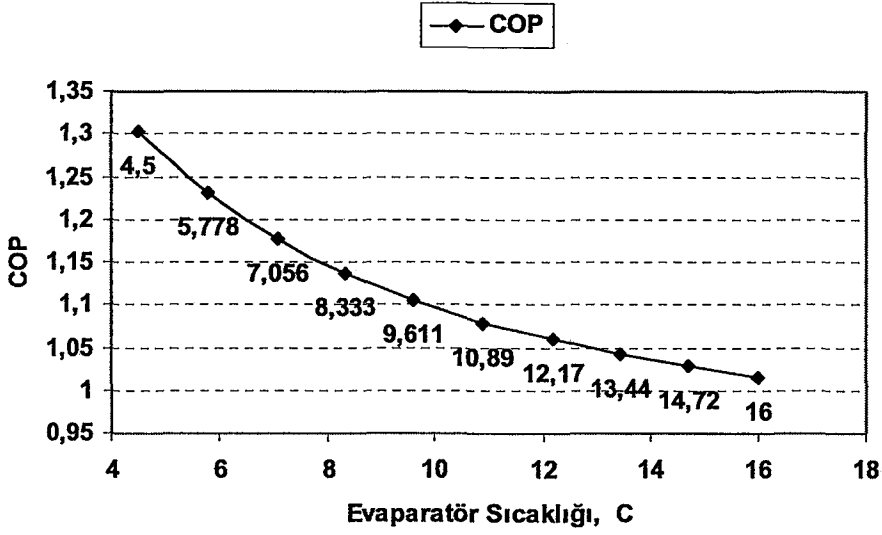
COP'nin evaporatör sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.15'de görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi, sıcaklık arttıkça COP değeri düşmektedir. 4.5 °C de 1.302 ile COP değeri en yüksek değerindedir. Evaporatör sıcaklığında, suyun donmasından dolayı 4.5 °C'nin altına inilememektedir.



Şekil 4.13 COP'nin kondenser sıcaklığı ile değişimi.

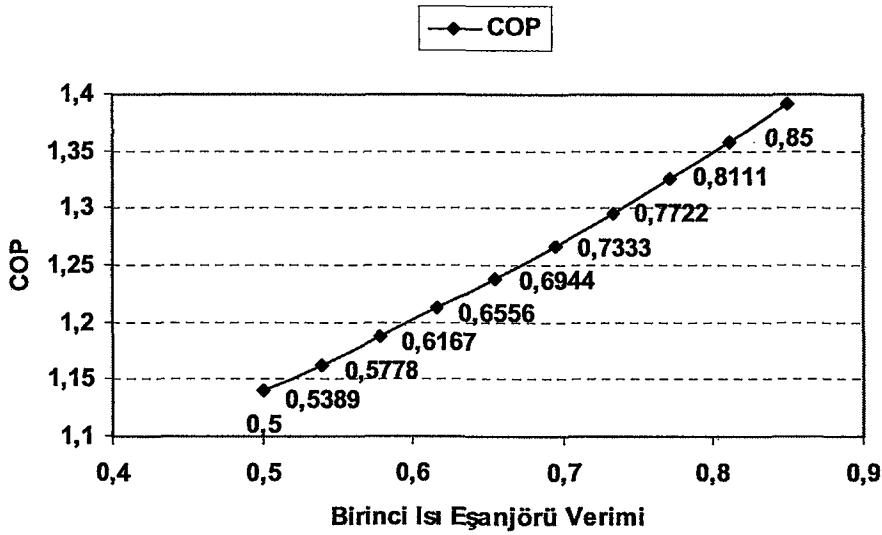


Şekil 4.14 COP'nin absorber sıcaklığı ile değişimi.

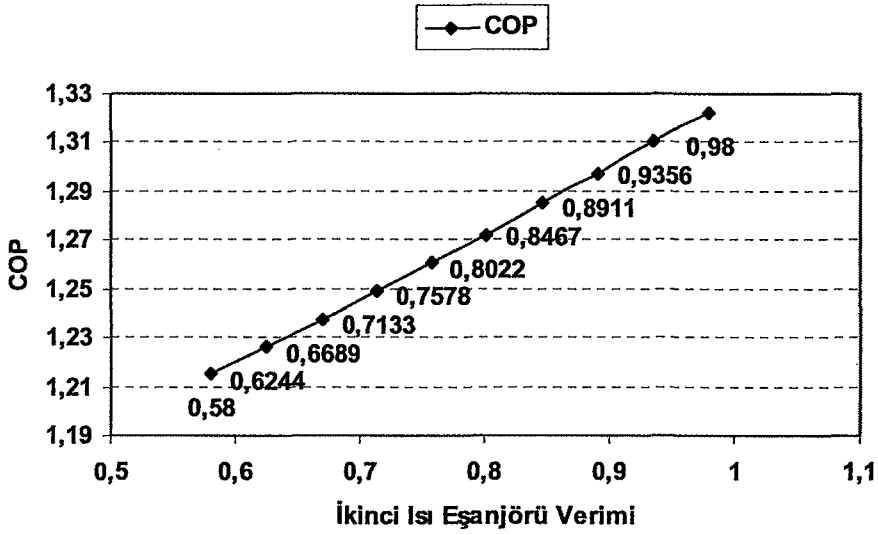


Şekil 4.15 COP'nin evaporatör sıcaklığı ile değişimi.

Birinci ve ikinci ısı eşanjör verimlerinin COP üzerindeki etkileri Şekil 4.16 ve 4.17'de görülmektedir. Birinci ısı eşanjörünün verimi arttığında COP değeri artmakta, verim 0.85 iken COP değeri 1.391 ile en yüksek değerini almakta fakat, verimde 0.85 değerinin üzerine çıkılamamaktadır. Benzer şekilde ikinci ısı eşanjörü verimi arttığında COP de artmakta, 0.98 verim değerinde COP değeri 1.322 olmakta, verim değeri 1'e yakın bir değerde alınabilmektedir.

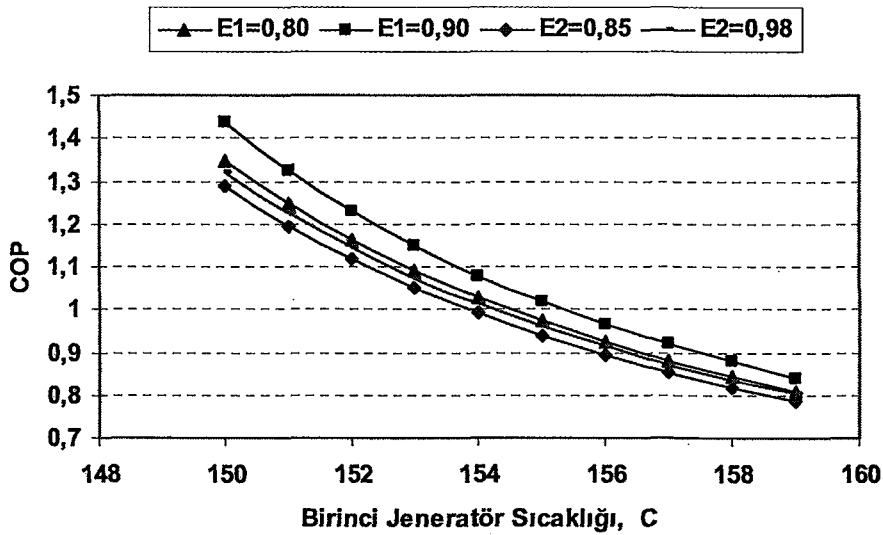


Şekil 4.16 COP'nin birinci ısı eşanjörü verimi ile değişimi.



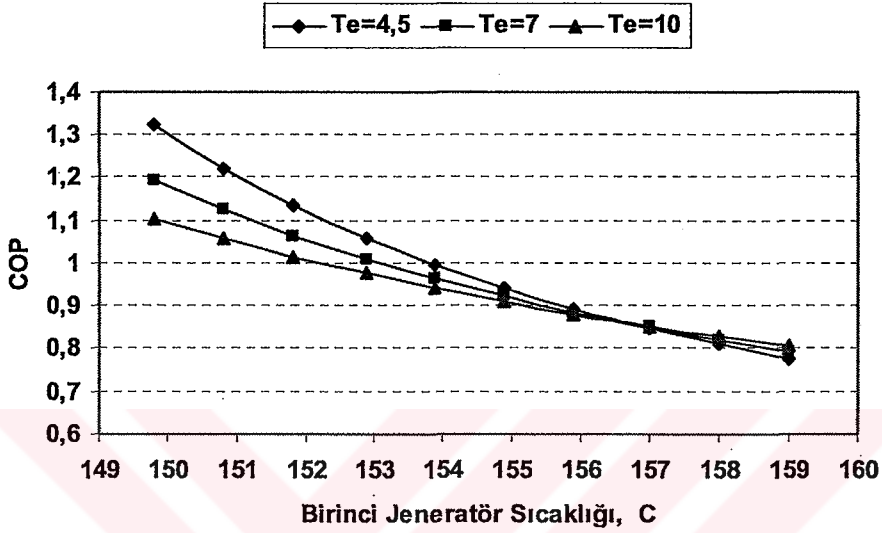
Şekil 4.17 COP'nin ikinci ısı eşanjörü verimi ile değişimi.

COP'nin, birinci ve ikinci ısı eşanjörlerinin farklı değerlerinde birinci jeneratör sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.18'de görülmektedir. Birinci ısı eşanjör verimlerinin COP üzerindeki etkisi birinci ısı eşanjör verimlerine göre daha iyidir. Her iki ısı eşanjör verimlerinde sıcaklık arttıkça COP değerinin düştüğü şekilde görülmektedir. COP'nin en yüksek değeri olan 1.436, birinci ısı eşanjörünün 0.90 verimde, birinci jeneratör sıcaklığı ise 150 °C olduğunda meydana gelir.



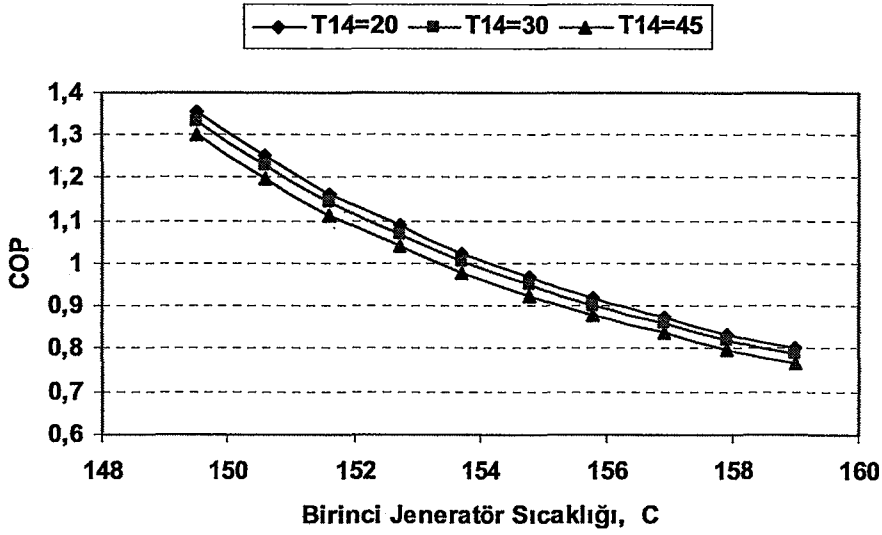
Şekil 4.18 COP'nin ısı eşanjörlerinin farklı değerlerinde birinci jeneratör sıcaklığı ile değişimi.

Şekil 4.19'da, COP'nin evaporatör sıcaklığının farklı değerlerinde birinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi görülmektedir. Evaporatörün verilen sıcaklık değerinde, birinci jeneratör sıcaklığı arttıkça COP değeri azalmaktadır. Evaporatör sıcaklığının  $4.5^{\circ}\text{C}$  deki değeri en iyi COP değerini sergilemektedir. Jeneratör sıcaklığının  $157^{\circ}\text{C}$ 'sinden sonra, evaporatör sıcaklıklarından  $7$  ve  $10^{\circ}\text{C}$  daha iyi bir COP değeri sağlarlar.



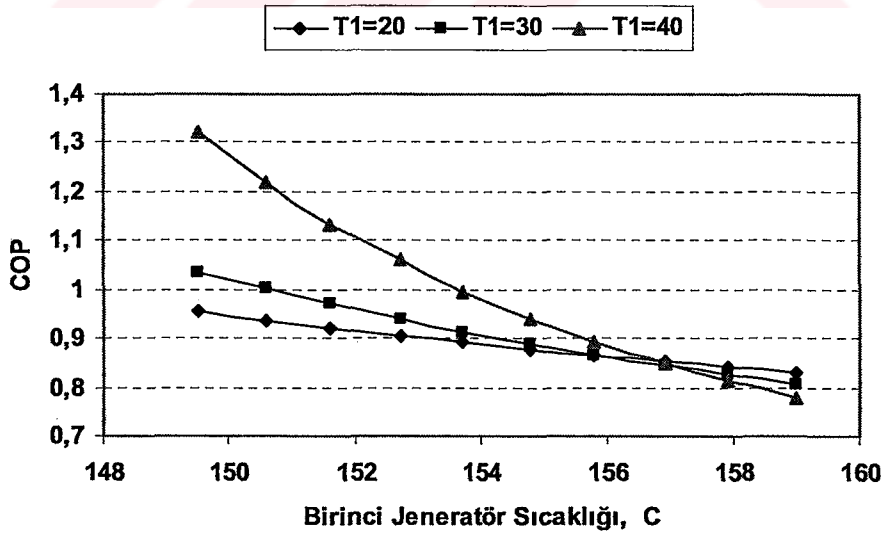
Şekil 4.19 COP'nin evaporatör sıcaklığının farklı değerlerinde birinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi.

Şekil 4.20'de, COP'nin kondenser sıcaklığının farklı değerlerinde birinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi görülmektedir. Kondenser sıcaklığının her bir değerinde jeneratör sıcaklığı arttıkça COP değerinin azaldığı görülmektedir. Kondenser sıcaklığının düşük olmasıyla COP değerinin daha yüksek olacağı gözlenmektedir.



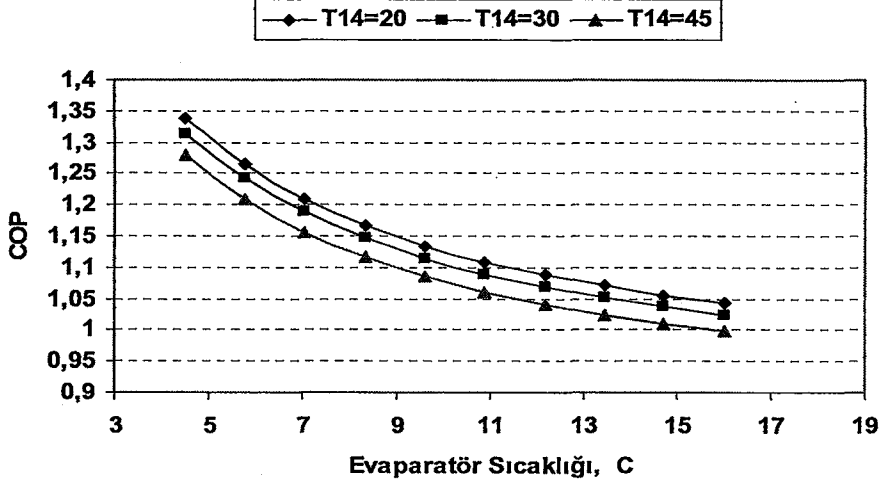
Şekil 4.20 COP'nin kondenser sıcaklığının farklı değerlerinde birinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi.

Absorber sıcaklığının farklı değerlerinde COP'nin birinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi Şekil 4.21'de verilmiştir. Absorberin her sıcaklık değerinde, jeneratör sıcaklığı arttıkça COP değeri azalmaktadır. Düşük jeneratör sıcaklığında, absorber sıcaklıkları sırasıyla 40, 30, ve 20 °C sıcaklıkları yüksekten düşüğe doğru bir COP değeri verirken, 157 °C'nin üzerindeki jeneratör sıcaklığında, durum tam tersi olmaktadır.



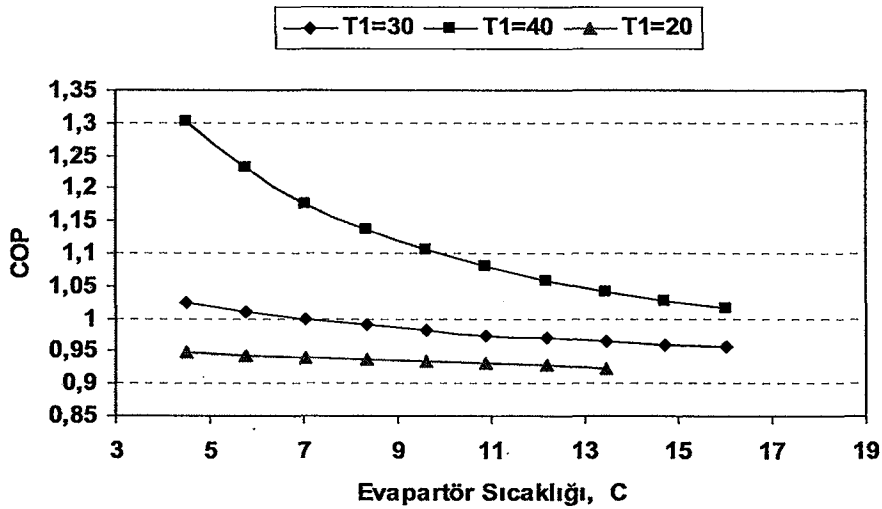
Şekil 4.21 COP'nin absorber sıcaklığının farklı değerlerinde birinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi.

Farklı kondenser sıcaklıklarında, COP'nin evaporatör sıcaklığıyla değişimi Şekil 4.22'de verilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı gibi evaporatör sıcaklığı arttıkça COP düşmektedir. Burada da kondenser sıcaklığının düşük olmasıyla COP değerinin arttığı sonucu ortaya çıkmaktadır.



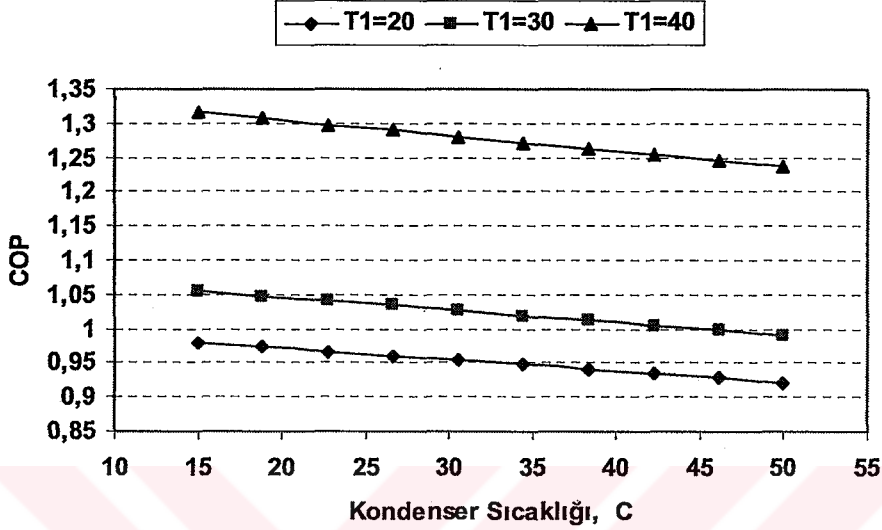
Şekil 4.22 COP'nin farklı kondenser sıcaklıklarında, evaporatör sıcaklığıyla değişimi.

Absorber sıcaklığının farklı değerlerinde, COP'nin evaporatör sıcaklığıyla değişimi Şekil 4.23'de verilmiştir. Absorber sıcaklığı 20 °C olduğunda evaporatör sıcaklığı 13,44 °C'yi aşmamaktadır. Ve COP değerinde çok az bir azalma gözlenmektedir. Absorber sıcaklığı 40 °C iken evaporatör sıcaklığı arttıkça COP değerinde hızlı düşüşler olmaktadır.



Şekil 4.23 COP'nin farklı absorber sıcaklıklarında, evaporatör sıcaklığıyla değişimi.

Şekil 4.24’de, farklı absorber sıcaklıklarında, COP’nin kondenser sıcaklığıyla değişimi görülmektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça her bir absorber sıcaklığında COP değerinde az da olsa bir düşüş meydana gelmektedir. Absorber sıcaklıklarında 20 ve 30 °C ‘nin 40 °C ile, COP değerindeki değişimleri oldukça fazla olduğu açık bir şekilde gözlenmektedir.



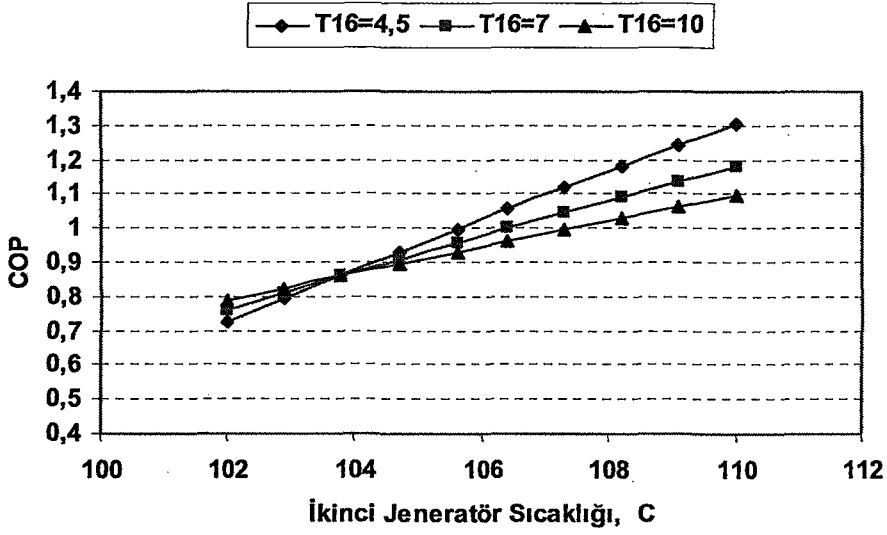
Şekil 4.24 Farklı absorber sıcaklıklarında, COP’nin kondenser sıcaklığıyla değişimi.

Şekil 4.25, farklı evaporatör sıcaklıklarında, COP’nin ikinci jeneratör sıcaklığıyla değişimini göstermektedir. Jeneratör sıcaklığının artışıyla, her bir evaporatör sıcaklıklarında COP değerinde hızlı bir artış gözlenmektedir. Başlangıçta düşük jeneratör sıcaklığında, evaporatör sıcaklıklarından büyükten küçüğe doğru daha iyi COP değeri verirken, 103.5 °C’nin üzerindeki jeneratör sıcaklıklarında durum tam tersi olmakta ve 4.5 °C evaporatör sıcaklığı en iyi COP değerini vermektedir.

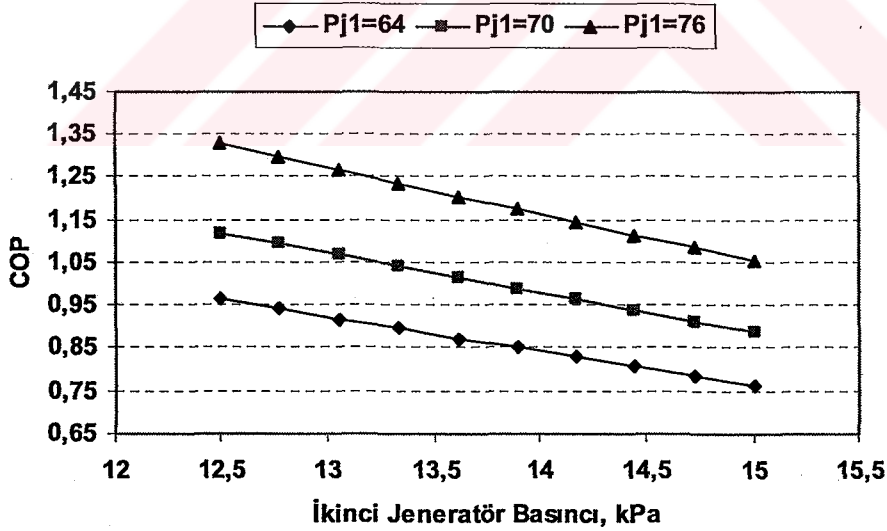
COP’nin, farklı birinci jeneratör basınçlarında, ikinci jeneratör basıncıyla değişimi Şekil 4.26’da verilmiştir. Her bir birinci jeneratör basıncı için, ikinci jeneratör basıncı arttıkça COP değeri doğrusal olarak düşmektedir. Birinci jeneratör basıncı büyüdükçe COP değerinin de büyüdüğü şekilde de gözlenmektedir.

Farklı birinci jeneratör sıcaklıklarında, COP’nin ikinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi Şekil 4.27’de görülmektedir. Birinci jeneratör sıcaklığının her bir değeri için, ikinci jeneratör sıcaklığı arttıkça COP değeri de artmaktadır. En iyi COP değerleri 150 °C’de ortaya çıkmaktadır. Birinci jeneratör sıcaklığı 154 °C iken, ikinci jeneratör sıcaklığında 105 °C’nin altına inilememekte, 159 °C iken sadece 110 ile 111 °C ikinci jeneratör sıcaklık değerlerinde

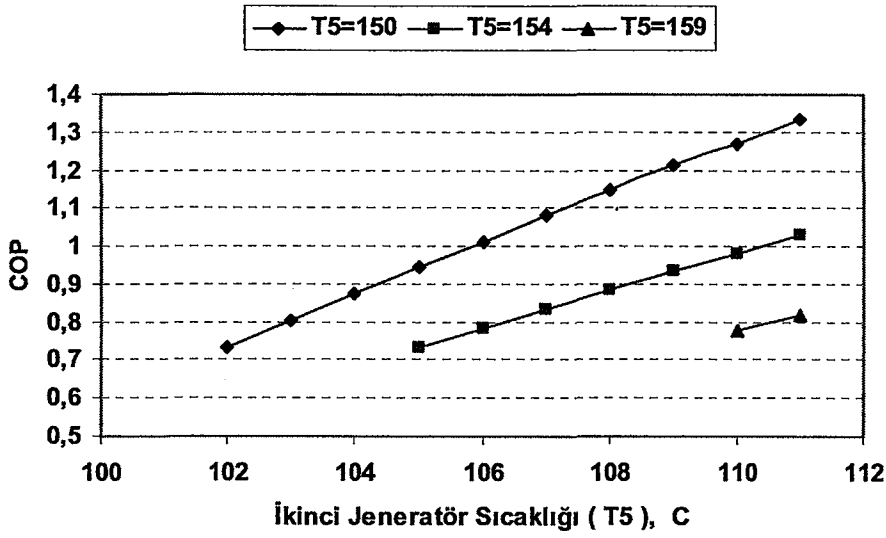
sistem çalışabilmektedir.



Şekil 4.25 Farklı evaporatör sıcaklıklarında, COP'nin ikinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi.

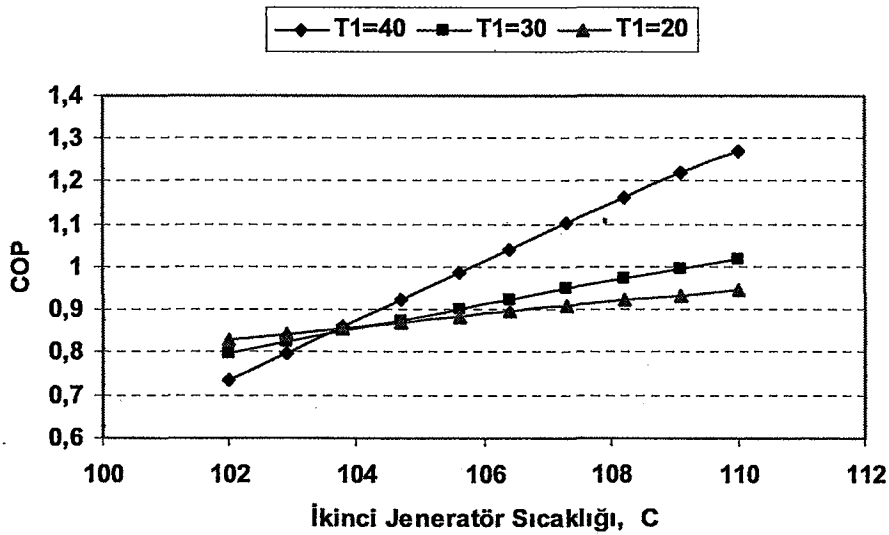


Şekil 4.26 Farklı birinci jeneratör basınçlarında, COP'nin ikinci jeneratör basıncıyla değişimi.



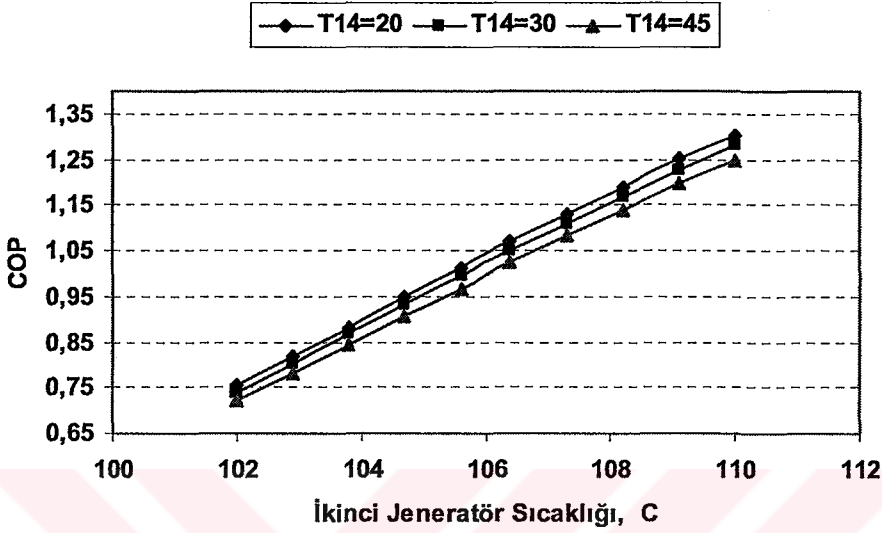
Şekil 4.27 Farklı birinci jeneratör sıcaklıklarında, COP'nin ikinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi.

Şekil 4.28'de, farklı absorber sıcaklıklarında, COP'nin ikinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi görülmektedir. Her bir absorber sıcaklığı için, jeneratör sıcaklığı arttıkça COP değeri de artmaktadır. Bu artışlar doğrusal ve 40 °C absorber sıcaklığında daha hızlı olmaktadır. Başlangıçta düşük ikinci jeneratör sıcaklıklarında, sırasıyla 20, 30, 40 °C absorber sıcaklıkları büyükten küçüğe doğru COP değeri verirken, 103,8 °C jeneratör sıcaklığının üzerindeki değerlerinde tam tersi bir durum oluşmaktadır.



Şekil 4.28 Farklı absorber sıcaklıklarında, COP'nin ikinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi.

Kondenser sıcaklıklarının farklı değerlerinde, COP'nin ikinci jeneratör sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.29'da verilmiştir. Kondenser sıcaklıklarının her birisi için, ikinci jeneratör sıcaklığı arttıkça doğrusal oranda COP değeri de artmaktadır. Kondenser sıcaklığının düşük değerlerinde daha iyi COP değerleri olduğu gözlenmektedir.

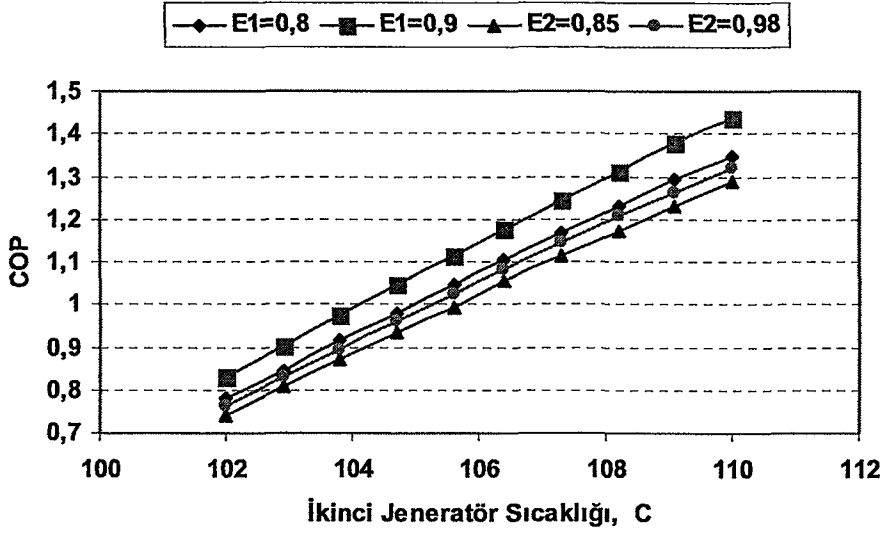


Şekil 4.29 Farklı kondenser sıcaklıklarında, COP'nin ikinci jeneratör sıcaklığı ile değişimi.

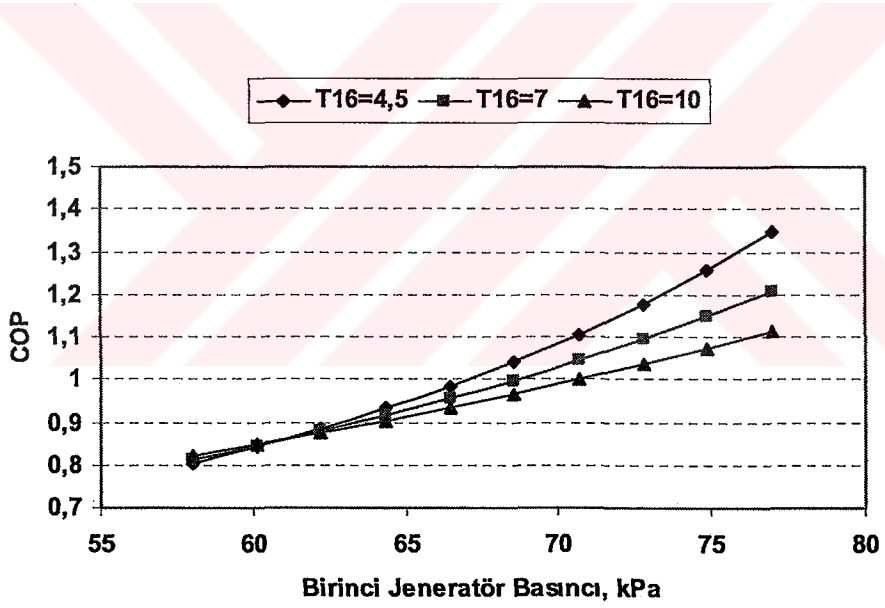
Şekil 4.30'da, ısı eşanjörlerinin farklı değerinde, COP'nin ikinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi görülmektedir. Isı eşanjörlerinin her bir değeri için, ikinci jeneratör sıcaklığı arttıkça COP değeri doğrusal bir şekilde artmaktadır. Birinci ısı eşanjör verimleri daha iyi bir COP değerinin oluşmasını sağlamaktadır.

Farklı evaporatör sıcaklıklarında, COP'nin birinci jeneratör basıncına göre değişimi Şekil 4.31'de verilmiştir. Evaporatör sıcaklık değerlerine göre COP değişimi; jeneratör basıncı arttıkça COP değeri eğrisel şekilde artmaktadır. Başlangıçta evaporatör sıcaklıkları yakın COP değeri verirken, daha sonra aradaki fark gittikçe artmaktadır. Düşük evaporatör sıcaklığı yüksek jeneratör basınçlarında daha iyi COP değeri vermektedir.

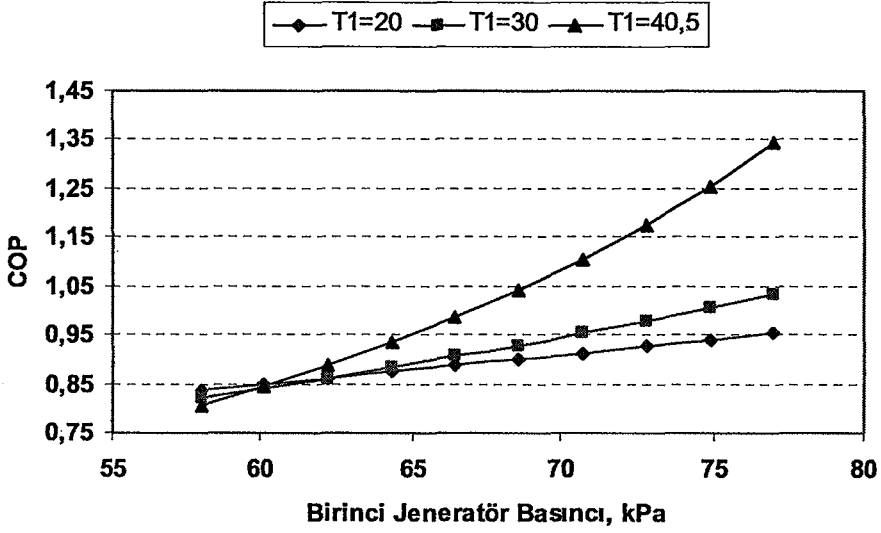
COP'nin, farklı absorber sıcaklıklarında birinci jeneratör basıncına göre değişimi Şekil 4.32'de verilmiştir. Basıncı arttıkça absorber sıcaklıklarının her biri için COP değeri de artmaktadır. Düşük jeneratör basıncında, absorber sıcaklıklarının küçük değeri daha iyi COP değeri verirken bu durum 60.5 kPa basıncından sonraki değerlerde tam tersi bir durum söz konusudur.



Şekil 4.30 Isı eşanjörlerinin farklı değerinde, COP'nin ikinci jeneratör sıcaklığıyla değişimi.

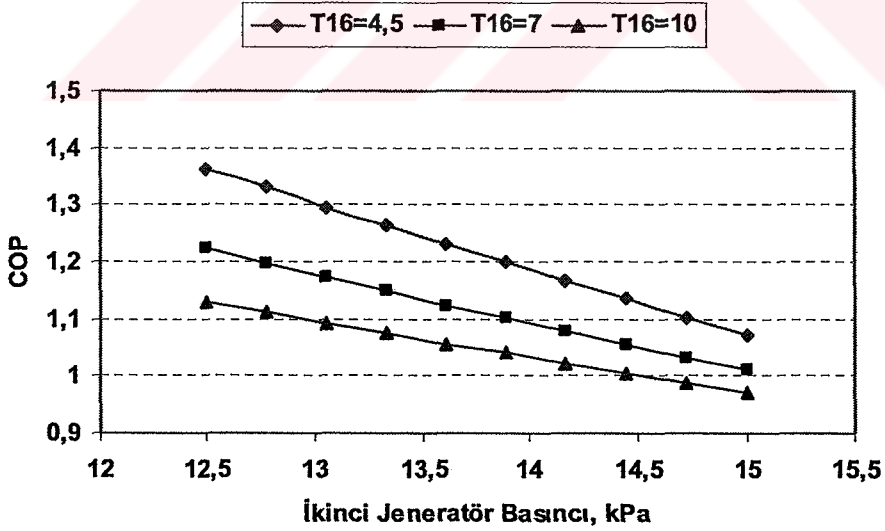


Şekil 4.31 Farklı evaporatör sıcaklıklarında, COP'nin birinci jeneratör basıncına göre değişimi.



Şekil 4.32 Farklı absorber sıcaklıklarında, COP'nin birinci jeneratör basıncına göre değişimi.

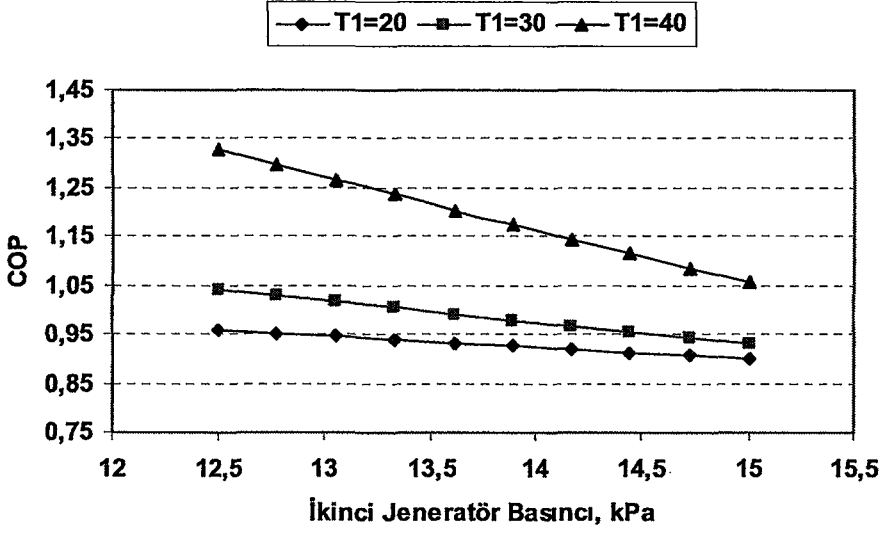
Evaporatör sıcaklıklarının farklı değerlerinde, COP'nin ikinci jeneratör basıncı ile değişimi Şekil 4.33'de verilmiştir. Burada farklı evaporatör sıcaklıklarında ikinci jeneratör basıncı arttıkça COP değeri azalmaktadır. Evaporatörün düşük sıcaklıkları daha iyi COP değeri verdiği gözlenmektedir.



Şekil 4.33 Farklı evaporatör sıcaklıklarında, COP'nin ikinci jeneratör basıncı ile değişimi.

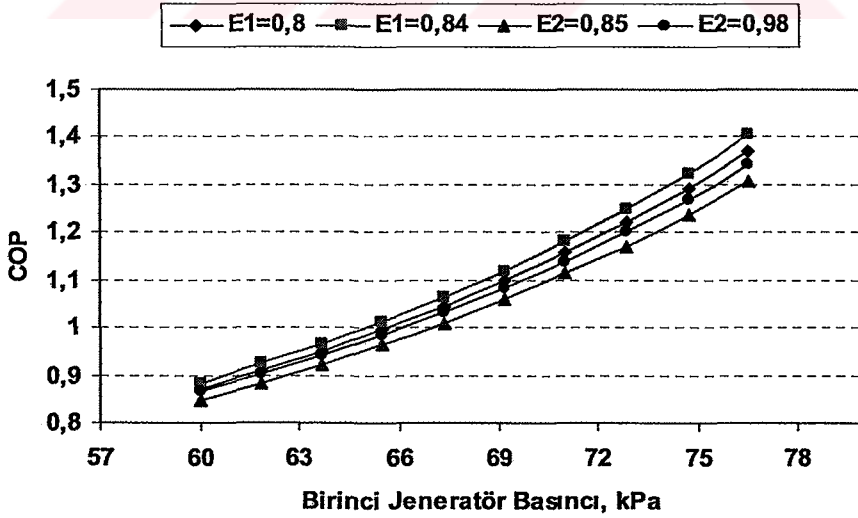
Şekil 4.34, farklı absorber sıcaklıklarında COP'nin ikinci jeneratör basıncı ile değişimini vermektedir. İkinci jeneratör basıncı arttıkça, her bir absorber sıcaklığında COP değeri doğrusal

olarak azalmaktadır.  $40^{\circ}\text{C}$ 'deki absorber sıcaklığı en iyi COP değeri sergilemektedir.

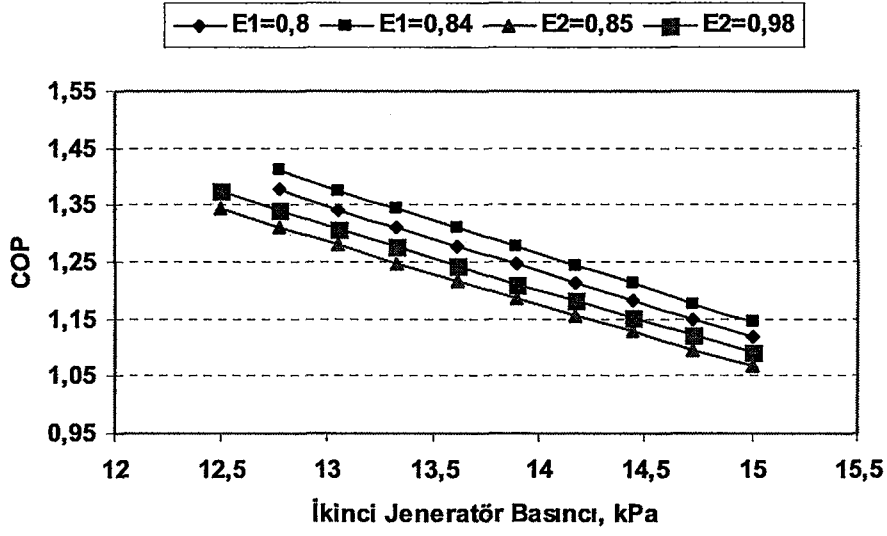


Şekil 4.34 COP'nin farklı absorber sıcaklıklarında ikinci jeneratör basıncı ile değişimi.

Birinci ve ikinci ısı eşanjörünün farklı verimlerinde COP'nin birinci jeneratör basıncı ile değişimi Şekil 4.35'de görülmektedir. Jeneratör basıncı arttıkça ısı eşanjörlerinin verim değerlerinin her biri için COP değeri eğrisel olarak artmaktadır. Birinci ısı eşanjör verimleri daha iyi COP değeri vermektedir.



Şekil 4.35 Isı eşanjör verimlerinin farklı değerlerinde COP'nin birinci jeneratör basıncı ile değişimi.



Şekil 4.36 Isı eşanjör verimlerinin farklı değerlerinde COP'nin ikinci jeneratör basıncı ile değişimi.

Isı eşanjör verimlerinin farklı değerlerinde, COP'nin ikinci jeneratör basıncı ile değişimi Şekil 4.36'da görülmektedir. Isı eşanjör verimlerinin her bir değeri için, jeneratör basıncı arttıkça, COP değeri doğrusal bir şekilde azalmaktadır. Burada da birinci ısı eşanjör verimleri daha iyi bir COP değeri vermektedir. Birinci ısı eşanjör verimleri 0.8 ve 0.84 iken, ikinci jeneratör basıncı 12.78 kPa altında olduğunda sistem çalışmamaktadır.

## 5. SONUÇLAR

Dünyada ve ülkemizde son yıllarda ciddi anlamda bir enerji sıkıntısı yaşanmaktadır. Bu nedenle araştırmacılar ve girişimciler arayışlarını ucuz enerji kaynakları bulma ve mevcut olan enerjinin ekonomik kullanımı üzerinde yoğunlaştırmışlardır. Bu kapsamda absorpsiyonlu soğutma sistemleri günümüzde eski önemini kazanmıştır. Ucuz bir enerji kaynağı bulunduğu bu sistemlerin işletmeleri çok ekonomik olmaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin soğutma performansları (COP), kompresyonlu soğutma sistemlerine göre oldukça düşüktür. Basit absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde COP genelde 1'in üzerine çıkamaz. COP değerini yükseltmek için, değişik yöntemler geliştirilmiştir. Bunlardan biri de sistemde çift jeneratör kullanmaktır.

Bu çalışmada absorpsiyonlu soğutma sistemleri detaylı olarak anlatılmıştır. Çift etkili LiBr-su akışlı absorpsiyonlu soğutma sistemi, bilgisayar ortamında bir mühendislik programıyla simüle edilip, sistem elemanlarının sıcaklık, basınç, verim gibi termodinamiksel büyüklükleri değiştirilerek sistemin COP'si incelenmiştir. Sistemin termodinamik özellikleri denklemler yardımıyla verilerek örnek bir COP hesaplaması yapılmıştır. COP incelemesinde alınan sonuçlar grafiklerle detaylı izah edilmiştir.

COP incelenmesinde göze çarpan en belirgin özellikler şunlardır: COP'nin 1'in üzerine çıkmasıyla değerinde net bir iyileşme görülürken, sistem elemanlarının basınç ve sıcaklıkları hassas ayarlar gerektirmektedir. Birinci jeneratör sıcaklığının artmasıyla COP değeri düşerken, basınç artışında tam tersi bir durum söz konusudur. İkinci jeneratör sıcaklığı artırıldığında COP değeri de artmakta fakat basınçta tam tersi bir durum olmaktadır. Kondenser ve evaporatör sıcaklıkları artırıldığında COP düşmektedir. Absorber sıcaklığı arttığında COP'de artmaktadır. Birinci ve ikinci ısı eşanjör verimlerinin büyük olmasıyla COP değeri artmaktadır.

**KAYNAKLAR**

Aker, J.E., Squires, R.G. ve Albright, L.F., (1965), "An Evaluation of Alcohol-Salt Mixtures as Absorption Refrigeration Solutions", ASHRAE Transactions, 71:II-14.

Albright, L.F., (1962), "Solubility of Chlorfluormethanes in Non-Volatile Polar Organic Solvents", AIChE Journal, 8:668.

Albright, L.F., (1963), "Solubility of Sulfur Dioxide in Polar Organic Solvents", Chemical Engineers Progress Symposium Series, 59:66.

Alizadeh, S., (2000), "Multi-Pressure Absorption Cycles In Solar Refrigeration: A Technical and Economical Study", Solar Energy, 69:37-44.

ASHRAE Handbooks, (1981), Fundamentals Volume, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta.

ASHRAE Handbooks, (1983), Equipment Volume, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta.

Blytas, G.C. ve Daniels, F., (1962), "Concentrated Solutions of NaSCN in Liquid Ammonia", Journal of American Chemical Society, 84:1075.

Bruno, J.C., Miquel, J. ve Castells, F., (2000), "Optimization of Energy Plants Including Water/Lithium Bromide Absorption Chillers", Int. J. Energy Res., 24:695-717.

Bulgan, T.A., Koç, A. ve Öztürk, N.A., (2000), "Investigation of Thermodynamic Properties of Alternative Fluid Couples For Absorption Thermal Systems", Energy Conversion & Management, 41:1029-1042.

Castro, J., Leal, L., Pozo, P., Perez-Segarra, C.D. ve Oliet, C., (2002), "Development and Performance of An Air-Cooled Water-LiBr Absorption Cooling Machine", Fier'2002 Tetouan-Maroc, 3 Mayıs 2002, Barcelona.

Chow, T.T, Zhang, G.Q., Lin, Z. ve Song, C.L., (2002), "Global Optimization of Absorption Chiller System by Genetic Algorithm and Neural Network", Energy and Buildings, 34:103-109.

Çengel, Y.A. ve Boles, M.A., (1996), Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, McGraw-Hill-Literatür, İstanbul.

Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A. ve Wrobel, L.C., (2002), "Modelling, Simulation and Warming Impact Assessment of A Domestic-Size Absorption Solar Cooling System", Applied Thermal Engineering, 22:1313-1325.

Genceli, O., (1996), Termodinamik ve Soğutma Çevrimleri, Tesisat Mühendisleri Derneği Teknik Yayınlar:2, İstanbul.

Glebov, D. ve Setterwall, F., (2002), "Experimental Study of Heat Transfer Additive Influence On The Absorption Chiller Performance", International Journal of Refrigeration, 25:538-545.

Hesselberth, J.F. ve Albright, L.F., (1966), "Solubility of R-11, R-21, and R-22 in Organic Solvents of Low Volatility", ASHRAE Transactions, 72:198.

İleri, A., (1997), "A Discussion On Performance Parameters For Solar-Aided Absorption Cooling Systems", *Renewable Energy*, 10:617-624.

Jacop, X., Albright, L.F. ve Tucker, W.H., (1969), "Factors Affecting The Coefficient of Performance For Absorption Air-Conditioning Systems", *ASHRAE Transactions*, 75:I-103.

Kaynaklı, Ö. ve Yamankaradeniz, R., (2003), "H<sub>2</sub>O-LiBr ve NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O Eriyiği Kullanan Tek Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması", *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 5-2:73-87.

Keçeciler, A., Acar, H.İ. ve Canbek A., (1997), "Jeotermal Enerji Kaynaklı Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi-Bir Uygulama", *Kongre-Teskon97*, 12 Nisan 1997, Türkiye.

Kreider, J.F. ve Rabl, A., (1994), *Heating and Cooling of Buildings*, Mc Grow-Hiil, Inc.

Lee, Shun-Fu ve Sherif, S.A., (2001), "Thermodynamic Analysis of A Lithium Bromide/Water Absorption System For Cooling and Heating Applications", *Int. J. Energy Res.*, 25:1019-1031.

Macriss, R.A., (1968), "Physical Properties of Modified LiBr Solutions", *A.G.A. Symposium On Absorption Air-Conditioning Systems*, 6 Şubat 1968.

Macriss, R.A., Weil, S.A. ve Rush, W.F., (1969), "Absorption Refrigeration System Containing Solutions of Monomethylamine with Thiocyanate", *U.S. Patent 3,584,445*, 29 Temmuz 1969.

Minciuc, E., Corre, O.L., Athanasovici, V., Tazerout, M. ve Bitir, I., (2003), "Thermodynamic Analysis of Tri-Generation With Absorption Chilling Machine", *Applied Thermal Engineering*, 23:1391-1405.

Misra, R.D, Sahoo, P.K. ve Gupta, A., (2003), "Thermoeconomic Optimization of A Single Effect Water/LiBr Vapour Absorption Refrigeration System", *International Journal of Refrigeration* 26:158-169.

Mostofavi, M. ve Agnew, B., (1996), "The Impact of Ambient Temperature On Lithium-Bromide/Water Absorption Machine Performance", *Applied Thermal Engineering*, 16:515-522.

Panzehir, Ö., (2003), "Kojenerasyon Sistemlerinin Eksoz Gazları Isısından Yararlanarak Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Uygulanması", *Y.T.Ü. FBE. Yüksek Lisans Tezi*, 15.5.2003.

Ravikumar, T.S., Suganthi, L. ve Anand A. S., (1998), "Exergy Analysis of Solar Assisted Double Effect Absorption Refrigeration System", *Renewable Energy*, 14:55-59.

Roberson, J.P., (1966), "Vapor Pressure of Ammonia and Methylamine in Solution for Absorption Refrigeration System", *ASHRAE Transactions*, 72:I-198.

Romero, R.T., Rivera, W. ve Best, R., (2000), "Comparison of The Theoretical Performance of A Solar Air Conditioning System Operating With Water/Lithium Bromide and An Aqueous Ternary Hydroxide", *Solar Energy Materials & Solar Cells*, 63:387-399.

Romero, R.J., Rivera, W., Pilatowsky, I. ve Best, R., (2001), "Comparison of The Modeling of A Solar Absorption System For Simultaneous Cooling and Heating Operating With An Aqueous Ternary Hydroxide and With Water/Lithium Bromide", *Solar Energy Materials & Solar Cells*, 70:301-308.

Rush, W.F., (1968), "The Stability of LiBr-LiSCN Solutions In Water, A.G.A. Symposium on Absorption Air-Conditioning Systems, 6 Şubat 1968.

Saravanan, R. ve Maiya, M.P., (2003), "Experimental Analysis of A Bubble Pump Operated H<sub>2</sub>O-LiBr Vapour Absorption Cooler", Applied Thermal Engineering, 23:2383-2397.

Songara, A.K., Fatouh, M. ve Murthy, S.S., (1998), "Thermodynamic Studies On HFC134a-DMA Double Effect And Cascaded Absorption Refrigeration Systems", Int. J. Energy Res., 22:603-614.

Talbi, M.M. ve Agnew, B., (2000), "Exergy Analysis: An Absorption Refrigerator Using Lithium Bromide and Water As The Working Fluids", Applied Thermal Engineering, 20:619-630.

Threlkeld, J.L., (1970), Thermal Environmental Engineering, Prentice-Hall, Minnesota.

Tozer, R.M. ve James, R.W., (1997), "Fundamental Thermodynamics of Ideal Absorption Cycles", Int. J. Refrig., 20:120-135.

Weil, S.A., (1968), "Correlation of The LiSCN-LiBr-H<sub>2</sub>O Thermodynamic Properties", A.G.A. Symposium On Absorption Air-Conditioning Systems, 6 Şubat 1968.

Whitlow, E.P. ve Swearingen, J.S., (1958), "An Improved Absorption Refrigeration Cycle", Gas Age, 122: 9-19.

Worek, M.W., Ludovisi, D. ve Meckler, M., (2003), "Enhancement of A Double-Effect Absorption Cooling System Using A Vapor Recompression Absorber", Energy, 28:1151-1163.

Zhao, Z., Zhou, F., Zhang, X. ve Li, S., (2003), "The Thermodynamic Performance of A New Solution Cycle In Double Absorption Heat Transformer Using Water/Lithium Bromide As The Working Fluids", International Journal of Refrigeration, 26:315-320.

#### INTERNET KAYNAKLARI

[1]www.fbe.yildiz.edu.tr

[2]www.sciencedirect.com

[3]www.f-chart.com

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi	01.08.1971	
Doğum yeri	Refahiye	
Lise	1986-1989	Erzincan Fatih Endüstri Meslek Lisesi
Lisans	1989-1996	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2001-2005	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

**Çalıştığı kurum(lar)**

1996-1997	MEKA Ltd Şti.
1997-1997	GN Mühendislik
1997-	Hava Kuvvetleri Komutanlığı

