

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN
PERFORMANS ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU**

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Müh. Aybars KAYA

**FBE Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Yasin ÜST (YTÜ)

İSTANBUL, 2011

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	iv
KISALTMA LİSTESİ.....	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ÖNSÖZ.....	x
ÖZET.....	xi
ABSTRACT.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ.....	9
2.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Tipleri.....	10
2.1.1 Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi.....	10
2.1.2 Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi.....	12
2.1.2.1 Seri Akışlı Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi.....	14
2.1.2.2 Paralel Akışlı Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi.....	14
2.1.3 Absorbsiyonlu Isı Yükselticileri.....	14
2.1.4 Çok Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi.....	15
2.1.5 GAX'lı Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi.....	16
2.1.6 Absorber-ısı Korunumlu Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi.....	17
2.1.7 Yarım Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi.....	18
2.1.8 Kombine Buhar Absorbsiyon Sıkıştırma Çevrimi.....	19
2.1.9 Sorpsiyon-Resorpsiyon Çevrimi.....	20
2.1.10 Çift Döngülü Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi.....	21
2.1.11 Kombine Ejektör-Absorbsiyonlu Soğutma Döngüsü.....	21
2.1.12 Ozmotik-Membran Absorbsiyon Çevrimi.....	25
2.1.13 LiBr-H ₂ O Kullanan Kendinden Dolaşımli Absorbsiyon Sistemi.....	26
2.1.14 Difüzyon Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi.....	26
2.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Kullanılan Akışkan Çiftlerine Göre Özellikleri ve Sınıflandırılması.....	27
2.2.1 Su/Lityum Bromürlü Sistemler.....	29
2.2.2 Amonyak/Sulu Sistemler.....	32
2.2.3 Amonyak/Sulu ve Su/Lityum Bromürlü Sistemlerin Kıyaslanması.....	35
2.3 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerine Ait Temel Elemanlar.....	36
2.3.1 Jeneratör (Kaynatici).....	36
2.3.2 Kondenser (Yoğuşturucu).....	37
2.3.3 Evaporatör (Buharlaştırıcı).....	37
2.3.4 Absorber.....	37
2.3.5 Çözelti Pompası.....	38
2.3.6 Eriyik Isı Değiştirici.....	38
2.3.7 Ayırıcı.....	38

2.3.8	Genleşme Valfi.....	38
3.	TEK ETKİLİ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ.....	39
3.1	Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Enerji Analizi.....	40
3.1.1	Jeneratör.....	41
3.1.2	Kondenser.....	42
3.1.3	Genleşme Valfi.....	42
3.1.4	Evaporatör.....	43
3.1.5	Absorber.....	43
3.1.6	Eriyik Pompası.....	44
3.1.7	Genleşme Valfi.....	44
3.1.8	Isı Değiştirici.....	45
3.1.9	Ayırıcı.....	45
3.2	Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Ekserji Analizi.....	46
3.2.1	Elemanların Ekserji Analizi.....	46
3.2.2	Soğutma Tesir Katsayısı (COP).....	48
3.2.3	Soğutma Yükünün Ekserji Değeri.....	48
3.2.4	Ekserjitik Performans Katsayısı.....	49
3.2.5	Isı Değiştirici Etkinliği.....	49
3.3	Temel Alınan Sistem için Sonuçlar.....	49
3.3.1	Temel Alınan H ₂ O- LiBr Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi için Sonuçlar.....	49
3.3.2	Temel Alınan NH ₃ - H ₂ O Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi için Sonuçlar.....	51
3.3.3	Ekserji Analizi için Sonuçlar.....	52
4.	TEK ETKİLİ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN SONLU ZAMAN TERMODİNAMİĞİ TEORİSİNE GÖRE ANALİZİ.....	70
5.	SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	79
	KAYNAKLAR.....	83
	EKLER.....	88
Ek 1	H ₂ O-LiBr Eriyiğinin Entropisini Hesaplamakta Kullanılan Fonksiyon.....	89
	ÖZGEÇMİŞ.....	91

SİMGE LİSTESİ

A	Isı transferi alanı
COP	Performans katsayısı, soğutma tesir katsayısı
\dot{E}	Ekserji değeri
EPC	Ekserjitik performans katsayısı
\dot{E}_x	Termal ekserji değeri
h	Entalpi
HX	Isı değiştirici
I	Tersinmezlik parametresi
m	Kütlev
p, P	Basınç
\dot{Q}	Isı transferi değeri
s	Özgöl entropi
S	Entropi
\dot{s}_g	Specifik entropi üretimi değeri
\dot{S}_g	Entropi üretimi değeri
T	Sıcaklık
U	Isı değiştirici ısı transfer katsayısı
\dot{W}	Güç
x	Kütlev oranı
Ψ	Ekserji kaybı değeri
ϵ	Etkinlik

Alt İndisler

A, abs	Absorber
ayr	Ayırıcı
cs	Soğutulan yer
C, kon	Kondenser
ç	Çıkan
de	Derektifikasyon
E, evap	Evaporatör
g	Giren
G, jen	Jeneratör
gen3	3 numaralı genleşme valfi
gen7	7 numaralı genleşme valfi
H	Yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağı
HEX, ısd	Isı değiştirici
K	Isı kuyusu
L	Düşük sıcaklıktaki ısı kaynağı
net	Net
out	Dışarı atılan
pmp	Pompa
re	Rektifikasyon
sis	Sistem
X	Jeneratördeki iş akışkanı
Y	Evaporatördeki iş akışkanı

Z	Kondenser ve absorberdeki iş akışkanı
0	Ölü nokta
1-20	Sistemlerdeki noktalar (Şekil 3.1 ve Şekil 3.2)

KISALTMA LİSTESİ

EES	Engineering equation solver
GAX	Generator absorber heat exchanger
sbt	Sabit

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Absorbsiyonlu soğutma sisteminin şematik diyagramı..... 4
Şekil 2.1	Absorbsiyonlu soğutma çevrimi 9
Şekil 2.2	Tek etkili absorbsiyonlu soğutma çevriminin basınç-sıcaklık diyagramında gösterimi 11
Şekil 2.3	Çift etkili absorbsiyon çevrimi 13
Şekil 2.4	Absorbsiyonlu ısı yükselticisi..... 14
Şekil 2.5	Üç etkili absorbsiyonlu soğutma çevrimi..... 15
Şekil 2.6	GAX'lı absorbsiyonlu soğutma sistemi..... 17
Şekil 2.7	Absorber-ısı korunumlu absorbsiyonlu soğutma çevrimi..... 18
Şekil 2.8	Yarım kademeli absorbsiyon çevrimi sistemi..... 19
Şekil 2.9	Buhar absorbsiyon-sıkıştırma çevrimi..... 19
Şekil 2.10	Çift etkili absorbsiyon-sıkıştırma çevrimi..... 20
Şekil 2.11	Resorbsiyon çevrimi..... 21
Şekil 2.12	Modifiye edilmiş kombine ejektör-absorpsiyon çevrimi..... 22
Şekil 2.13	Birleşik ejektör-absorber sistemi..... 23
Şekil 2.14	Aphorntana vd. (1997) tarafından öne sürülen sistem şeması..... 24
Şekil 2.15	Eames ve Wu tarafından ortaya atılan çevrim..... 25
Şekil 2.16	Ozmotik membranlı absorbsiyon sistemi..... 26
Şekil 2.17	H ₂ O-LiBr için basınç sıcaklık diyagramı..... 30
Şekil 2.18	Deflakmatör..... 33
Şekil 2.19	Rektifikasyon kolonu..... 34
Şekil 3.1	Ekserji analizinde kullanılan tek etkili LiBr-H ₂ O absorbsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi..... 39
Şekil 3.2	Ekserji analizinde kullanılan tek etkili NH ₃ -H ₂ O absorbsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi..... 40
Şekil 3.3	1 numaralı eleman olan jeneratörün solda LiBr-H ₂ O, sağda NH ₃ -H ₂ O kullanılan sistem için kütle akış şeması 41
Şekil 3.4	2 numaralı eleman olan kondenser için kütle akış şeması..... 42
Şekil 3.5	3 numaralı eleman olan genleşme valfi için kütle akış şeması..... 42
Şekil 3.6	4 numaralı eleman olan evaporatör için kütle akış şeması..... 43
Şekil 3.7	5 numaralı eleman olan absorber için kütle akış şeması..... 43
Şekil 3.8	6 numaralı eleman olan eriyik pompası için kütle akış şeması..... 44
Şekil 3.9	7 numaralı eleman olan genleşme valfi için kütle akış şeması..... 44
Şekil 3.10	8 numaralı eleman olan ısı değiştirici için kütle akış şeması..... 45
Şekil 3.11	9 numaralı eleman olan ayırıcı için kütle akış şeması..... 45
Şekil 3.12	Ekserji analizi yapılan sistemler için T _{jen} -EPC grafiği..... 53
Şekil 3.13	Ekserji analizi yapılan sistemler için T _{kon} -EPC grafiği..... 54
Şekil 3.14	H ₂ O- LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için T _{evap} -EPC grafiği..... 54
Şekil 3.15	H ₂ O- LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için x ₈ -EPC grafiği..... 55
Şekil 3.16	NH ₃ -H ₂ O akışkan çifti kullanılan sistem için x ₈ -EPC grafiği..... 56
Şekil 3.17	H ₂ O- LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için x ₅ -EPC grafiği..... 56
Şekil 3.18	NH ₃ -H ₂ O akışkan çifti kullanılan sistem için x ₅ -EPC grafiği..... 57
Şekil 3.19	H ₂ O- LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için COP-EPC grafiği 58
Şekil 3.20	NH ₃ -H ₂ O akışkan çifti kullanılan sistem için COP-EPC grafiği..... 59
Şekil 3.21	H ₂ O- LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için $\dot{E}_{X,Q_{evap}}$ -EPC grafiği..... 60
Şekil 3.22	NH ₃ -H ₂ O akışkan çifti kullanılan sistem için $\dot{E}_{X,Q_{evap}}$ -EPC grafiği..... 60

Şekil 3.23	H ₂ O- LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için COP-EPC grafiği.....	61
Şekil 3.24	NH ₃ -H ₂ O akışkan çifti kullanılan sistem için COP-EPC grafiği.....	62
Şekil 3.25	H ₂ O- LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için $\dot{E}_X, \dot{Q}_{evap}$ -EPC grafiği.....	63
Şekil 3.26	NH ₃ -H ₂ O akışkan çifti kullanılan sistem için $\dot{E}_X, \dot{Q}_{evap}$ -EPC grafiği.....	63
Şekil 3.27	H ₂ O- LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için COP- ϵ_{HEX} grafiği	64
Şekil 3.28	NH ₃ -H ₂ O akışkan çifti kullanılan sistem için COP- ϵ_{HEX} grafiği.....	65
Şekil 3.29	H ₂ O-LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için T _{jen} - $\Delta\Psi_{gen3}$ grafiği.....	66
Şekil 3.30	NH ₃ -H ₂ O akışkan çifti kullanılan sistem için T _{jen} - $\Delta\Psi_{jen}$ grafiği.....	66
Şekil 3.31	H ₂ O-LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için T _{jen} - $\Delta\Psi_{evap}$ grafiği.....	67
Şekil 3.32	H ₂ O-LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için T _{jen} - $\Delta\Psi_{jen}$ grafiği.....	67
Şekil 3.33	NH ₃ -H ₂ O akışkan çifti kullanılan sistem için T _{jen} - $\Delta\Psi_{abs}$ grafiği.....	68
Şekil 3.34	NH ₃ -H ₂ O akışkan çifti kullanılan sistem için T _{jen} - $\Delta\Psi_{isd}$ grafiği.....	69
Şekil 4.1	Dört ısı kaynaklı iç tersinir tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik ve T-S diyagramı	71
Şekil 4.2	Dört ısı kaynaklı tersinmez tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin ait T-S diyagramı	71
Şekil 4.3	Absorpsiyonlu soğutma sistemi için T _{jen} -EPC grafiği.....	75
Şekil 4.4	Absorpsiyonlu soğutma sistemi için COP-EPC grafiği.....	76
Şekil 4.5	Absorpsiyonlu soğutma sistemi için T _{jen} -COP grafiği.....	76
Şekil 4.6	Absorpsiyonlu soğutma sistemi için T _{jen} - \dot{Q}_{evap} grafiği.....	77
Şekil 4.7	Absorpsiyonlu soğutma sistemi için \dot{s}_g -EPC grafiği.....	77

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1	Üzerinde çalışma yapılan akışkan çiftleri.....28
Çizelge 2.2	Akışkan özellikleri.....36
Çizelge 3.1	H ₂ O-LiBr kullanılan çevrim için çalışma koşulları.....50
Çizelge 3.2	H ₂ O-LiBr kullanılan çevrim için ekserji kaybı değerleri..... 50
Çizelge 3.3	NH ₃ -H ₂ O kullanılan çevrim için çalışma koşulları..... 51
Çizelge 3.4	NH ₃ -H ₂ O kullanılan çevrim için ekserji kaybı değerleri..... 52

ÖNSÖZ

Öncelikle, bana bu konuda çalışma olanağı sağlayan ve bu çalışma sürecinde bana çalışmamda destek ve yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Yasin ÜST'e teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca maddi ve manevi destekleriyle her zaman yanımda olan aileme teşekkür ederim.

İleride bu çalışmanın, başkalarının çalışmalarına da ışık tutmasını dilerim.

İstanbul, 2011

ÖZET

Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performans analizi ve optimizasyonu literatürde yer alan ekserjitik performans katsayısı (EPC) kriterine dayalı olarak yapılmıştır. Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi için EPC kriterine dayalı olarak yapılan çalışmada ekserji analizi yöntemi ve sonlu zaman termodinamiği teorisi kullanılmıştır.

İlk olarak H₂O-LiBr ve NH₃-H₂O akışkan çiftlerinin kullanıldığı tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemleri için ek ayrı ayrı ekserjitik performans katsayısı (EPC) kriterine göre ekserji analizi yapılarak sonuçlar paylaşılmıştır. Analiz, sıcaklığın, kütle fraksiyonlarının ve bazı diğer parametrelerin ekserjitik performans katsayısı olan EPC üzerindeki yarattığı etkileri ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerine ait elemanlardaki ekserji kaybı değerlerini kapsamaktadır. Tüm bu incelemeler için EES (Engineering Equation Solver) programında bir bilgisayar modeli hazırlanmıştır ve çevrimler için alınan nümerik sonuçlar paylaşılmıştır.

Ekserji analizini takiben aynı sistem sıcaklıklarını temel alarak sonlu zaman termodinamiği kullanılarak EPC kriterine göre bir performans analizi yapılmıştır. Bu performans analizi için EPC amaç fonksiyonu olarak kabul edilmiştir ve optimal sonuçlar analitik olarak Mathematica programında hazırlanan model yardımıyla elde edilmiştir. Tersinmezlik ve diğer parametrelerin genel ve optimal performans üzerindeki etkileri tartışılmıştır.

Daha sonra iki farklı yöntemle göre gerçekleştirilen analizde elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Anahtar kelimeler: Absorpsiyonlu soğutma sistemleri, ekserji analizi, sonlu zaman termodinamiği, EPC, COP, jeneratör

ABSTRACT

Performance analysis and optimization of single effect absorption refrigeration systems have been carried out based on an exergetic performance coefficient (EPC) which has been available in the technical literature. In this study single effect absorption refrigeration systems have been analyzed based on the EPC criterion by using exergy analysis method and finite time thermodynamics theory

First of all, an exergy analysis of two different single effect absorption refrigeration systems using $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ and $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ as working fluid pairs based on exergetic performance coefficient (EPC) have been carried out. The analysis involves the effects of temperatures, mass fractions and some other values on the EPC criteria and exergy destructions for the different components of the absorption refrigeration system have been investigated. A computational model in EES (Engineering Equation Solver) program has been developed for the parametric investigation of the systems. Numerical results for the cycles are tabulated.

After the exergy analysis, a performance analysis using finite time thermodynamic based on a new thermo-ecological optimization criterion named EPC has been carried out for both endoreversible and irreversible single effect absorption refrigeration systems. Exergetic performance coefficient has been selected as objective function and the optimal results have been derived analytically by the help of the model on the Mathematica. The effects of parameters to the performance have been investigated and the effects of irreversibility on the general and optimal performances are discussed.

As a conclusion these two performance analysis based on two different methods are compared.

Keywords: Absorption refrigeration system, exergy analysis, finite time thermodynamics, EPC, COP, generator

1. GİRİŞ

Teknolojinin geliştiği ve insanların bu gelişen teknolojiye ayak uydurmaya çalıştığı günümüzde klimalar ve benzeri soğutma cihazları da artık insanların kolayca ulaşabildiği ve ulaşmak istediği bir konumdadır. Soğutma sistemlerinin bu kadar yaygınlaştığı bu günlerde bu sistemleri en verimli ve çevreye en az zarar verecek şekilde uygulama gereği duyulmuştur. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri de bu bakış açısına en uygun soğutma sistemleridir.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu ve soğurucu akışkanlar ozon tabakasına zarar vermediğinden son yıllarda absorbsiyonlu soğutma teknolojisi üzerinde artan bir ilgi vardır. Ayrıca atık ısılar ve solar enerji gibi kaynaklar işletilmesinde kullanılarak küresel ısınmanın kontrol altına alınmasına destek olabilir. (Kaushik ve Arora, 2009) Bu amaç doğrultusunda çeşitli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin optimizasyonu ve çalışmamıza referans olabilecek başka soğutma sistemleri ile ilgili değişik yöntemler kullanılarak çalışmalar yapılmıştır.

Aphornratana ve Eames (1997), karıştırma odasından eksensel olarak ayrılabilen öncü nozüle sahip bir ejektör kullanılan buhar-ejektör sistemi üzerinde deneysel çalışma yapmışlardır. Nozülün pozisyonunun ayarlanmasının COP ve soğutma kapasitesi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir.

Wu vd., (1997) solar kolektör sıcaklığı, performans katsayısı ve soğutma yükünün arasındaki ilişkiyi araştırmışlardır. Çalışmalarında maksimum soğutma yükü veya maksimum performans katsayısı için optimum kolektör sıcaklıklarına ulaşmışlardır. Ulaştıkları sonuçlar gerçek bir solar soğutucu dizaynı için teorik bir temel sağlayabilir.

Ravikumar vd., (1998), solar destekli çift etkili absorbsiyonlu soğutma sistemi üzerinde performansını geliştirerek daha verimli bir dizayn yapılması amacıyla ekserji analizi yapmışlardır.

Absorbsiyonlu soğutma çevrimi için iç tersinir model temelinde, ısı kuyusundan soğutulan alana ısı kaçakları ve iş akışkanı ile dış ısı kaynakları arasındaki sonlu ısı transferi değeri yanında iş akışkanının iç yayılmasından dolayı oluşan tersinmezlikleri içeren bir yeni çevrim modeli, Chen ve Schouten (1998) tarafından oluşturulmuş ve ısı değiştiricinin verilen bir ısı transfer alanı için absorbsiyonlu soğutma sisteminin, maksimum performans katsayısı ve soğutma değerinin hesaplanmasında kullanılmıştır. İş akışkanının sıcaklıkları ve ısı değiştiricinin ısı transfer alanının dağılımı, maksimum performans katsayısı ve maksimum soğutma değeri için optimize etmişlerdir. Tersinmez bir absorbsiyonlu soğutucunun genel

performans karakteristiklerinin açıklanmasında kullanılabilir, Boyutsuz özgül soğutma değerinin performans katsayısının fonksiyonu olarak davranışlarını sunmuşlardır. Çevrim sisteminin pratik işletme alanlarını belirlemiş ve birincil performans parametrelerinin yeni sınırlarını vermişlerdir.

Şahin ve Kodal (1999), soğutucular ve ısı pompaları için toplam maliyet başına soğutucu için soğutma yükünü, ısı pompası için ısıtma yükünü amaç fonksiyonu seçerek bu amaç fonksiyonunu maksimize eden optimum performans parametrelerini belirlemişlerdir.

Ishida ve Ji (1999), enerji kullanım diyagramları temelli bir grafiksel ekserji yöntemi ile tek aşamalı absorpsiyonlu ısı değiştirici analizi yaparak her alt sistemdeki ekserji kaybı dağılımını çıkarmışlardır. Ekserji kaybını azaltmak amacıyla çok aşamalı soğurucu önermişlerdir.

Şencan (1999), uygulama alanı olarak Süleyman Demirel Üniversitesi Oditoryumunun seçildiği ve akışkan olarak LiBr-H₂O eriyiği kullanılan güneş enerjili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarımını yapmıştır.

Göktun (1999), sonlu zaman termodinamiği yaklaşımı kullanarak tersinmez ısı makinesi tahrikli kombine buhar sıkıştırırmalı ve soğutma sistemleri üzerinde çalışmıştır. Gerçek makinelere yaklaşmak amacıyla termal direnç ve iç tersinmezliklerin kombine çevrimin performansına etkisi göz önünde bulundurmıştır. Analiz sonuçlarıyla kombine çevrimin ısı makinesi tahrikli buhar sıkıştırırmalı soğutucuların sistem performansı üzerinde kayda değer artışa neden olduğunu göstermiştir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerindeki termodinamik prosesler sırasında çevreye çok miktarda ısı salınır. Bu bağlamda Talbi ve Agnew (2000), her elemandaki entalpi, entropi, sıcaklık, debi ve ısı değerlerini belirleyerek bir optimizasyon prosedürü uygulamak suretiyle tek etkili LiBr-H₂O absorpsiyonlu soğutma çevriminin ekserji analizi üzerinde çalışmışlardır.

Sumathy (2000), solar tahrikli LiBr-H₂O absorpsiyonlu iklimlendirme sistemleri alanında geçmişte yapılan çalışmaları incelemiştir ve jeneratör giriş sıcaklığının sistemlerin dizaynı ve üretimi için en önemli parametre olduğu sonucuna ulaşmıştır.

Göktun ve Er (2000), termal dirençler ve iç tersinmezliklerin kademeli ve çift etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin performansı üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Aynı işletme koşullarında kademeli çevrimin, çift etkili çevrime göre performans katsayısında %60, soğutma yükünde %40 artış sağladığını belirtmişlerdir.

LiBr-H₂O eriyiğine ait entalpi, entropi ve ısı kapasitesi değerleri 0 ile 190°C sıcaklık %0 ile %75 su konsantrasyonu aralığında Chua vd. (2000) tarafından hesaplanmıştır. Değerleri literatürdeki çoğu deneysel verileri tarayarak çıkarmışlardır.

Sumathy (2001), solar tahrikli LiBr-H₂O absorpsiyonlu iklimlendirme sisteminin simülasyonunu ele almıştır. Tek depolama tankını ikiye ayırarak sistemin performans katsayısını arttırmaya çalışmıştır. Güneşin düşük olduğu gündüz saatleri tankın üst tarafını, öğleden sonra tankın tümünü kolektöre bağlamıştır ve bu sistemde ortalama soğutma verimliliğinin daha yüksek olduğunu göstermiştir.

Şahin vd., (2001) sonlu sıcaklık farklarından kaynaklanan ısı geçişinin, dış ısı depolarından ısı kaçaklarının ve iş akışkanlarının yayılmalarının tersinmezliğinden etkilenen bir iki aşamalı tersinmez kombine soğutma sisteminin termoeconomik performans optimizasyonu üzerinde çalışmışlardır. Toplam maliyet başına soğutma yükünü amaç fonksiyonu kabul ederek amaç fonksiyonunun maksimum olduğu noktada optimal performans ve dizayn parametrelerini analitik olarak çıkarmışlardır.

Kas (2001), absorpsiyonlu soğutma makineleri ve ısı pompalarının termoeconomik optimizasyonu amacıyla birim toplam maliyet başına soğutma/ısıtma yükünü amaç fonksiyonu olarak kullanarak absorpsiyonlu iç tersinir ve tersinmez soğutma makineleri ve ısı pompalarının optimum performans karakteristiklerini ortaya koymuştur.

Akdemir ve Güngör (2001), absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin genel kavramları, kullanılan akışkan çiftlerini, mekanik soğutma sistemleriyle kıyaslamaları içeren bir çalışma yapmışlardır. Absorpsiyonlu sistemlerde soğutma etki katsayılarını geliştirme uygulamaları: Yoğuşurma ısı geri kazanımı, absorpsiyon (soğurma) ısı geri kazanımı, yoğuşma-absorpsiyon ısı geri kazanımını ele almışlardır. Ayrıca absorpsiyonlu sistemlerde kullanılan çok etkili ve çok kademeli çevrim uygulamalarını ve sistem verimini arttırmak için yapılabilecek iyileştirmeler ve tasarım, imalat aşamasında önemli olan parametreleri incelemişlerdir.

Alam vd., (2001) dıştan tersinmez ama içten iç tersinir modeli, maksimum soğutma etkisinin ulaşılabileceği optimum koşulları analiz etmek amacıyla oluşturmuşlar ve sonuçları paylaşmışlardır.

Üç etkili LiBr-H₂O absorpsiyonlu soğutucular, klasik çift etkili soğutuculara göre daha yüksek sıcaklık ve basınçlarda çalışırlar. Ancak LiBr-H₂O eriyiğinin yüksek sıcaklıklardaki termodinamik özellikleri hakkında yeterli bilgi bulunmamaktadır. Son zamanlarda ölçülen buhar basıncı ve ısı kapasitesi verilerini kullanarak Kaita (2001), yüksek sıcaklıklarda LiBr-

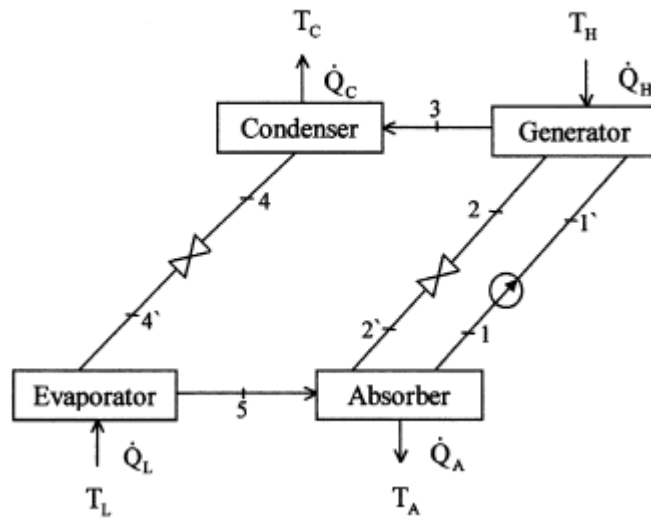
H_2O eriyiğinin buhar basıncı, entalpi ve entropi değerlerinin hesaplanabildiği denklemler çıkarmıştır.

Srikhirin vd., (2001) absorpsiyonlu soğutma teknolojileri hakkında kapsamlı bir literatür araştırması yapmışlardır. Araştırmaları çeşitli absorpsiyonlu soğutma tipleri, iş akışkanları ve absorpsiyon prosesindeki gelişmeleri kapsamaktadır.

Şahin ve Kodal (2002), amaç fonksiyonunu (toplam maliyet başına soğutma yükü) maksimize edecek optimal performans ve dizayn parametreleri araştırmışlardır. Bu bağlamda teknik ve ekonomik parametreleri göz önünde bulundurarak iş akışkanlarının optimal sıcaklıklarını, optimum performans katsayısını, optimum spesifik soğutma yükünü ve ısı değiştirici alanının optimal dağılımını belirlemişlerdir.

Atmaca ve Yiğit (2002), yaptıkları programla LiBr- H_2O akışkan çiftiyle çalışan, tek kademeli, güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemini simule ederek, bu sistemde güneş enerjisinin kullanılabilirliğini araştırmış ve kolektör tipi ile depo hacminin değişimi ile güneşten yararlanma oranının değişimini elde ettikleri grafik ile incelemişlerdir.

Bhardwaj vd., (2003) iç ve dış tersinmezlikten etkilenen bir buhar absorpsiyonlu soğutma sisteminin sonlu zaman termodinamiği ile optimizasyonunu ele almışlardır. Bu bağlamda dış ısı depolarını (ısı kaynağı/kuyusu) sonlu ısı kapasiteli kabul ederek, jeneratör için verilen bir giriş ısı transferi değeri için soğutma yükünü maksimize edip performans katsayısı ve iş akışkanlarının sıcaklıkları için sınırları belirlemişlerdir.



Şekil 1.1 Absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik diyagramı (Kodal vd., 2003)

Kodal vd., (2003) tersinmez absorpsiyonlu soğutma sistemleri ve ısı pompaları için termoeconomik amaç fonksiyonu temelli bir sonlu zaman termodinamiği kullanarak performans analizi yapmışlardır. Termoeconomik amaç fonksiyonunun maksimum olduğu noktadan optimal dizayn parametrelerini analitik olarak çıkarmışlardır.

Sabit sıcaklıklı ısı depolarına bağlanmış çevrimin, performans katsayısı ve soğutma yükü ile maksimum performans katsayı ve ilişkin soğutma yükü, maksimum soğutma yükü ve buna ilişkin performans katsayısı arasındaki temel optimal ilişkiyi Zheng vd. (2003) sonlu zaman termodinamiğini kullanarak çıkarmışlardır. Buradan elde edilen sonuçlar gerçek absorpsiyonlu soğutucuların optimal dizaynı ve performans artışı için çok önemlidir.

Durmayaz vd., (2004) termal sistemler için çeşitli amaç fonksiyonları kullanarak sonlu zaman termodinamiği ve termoeconomiyi kullanarak optimizasyon çalışmaları yapmışlardır.

Fathi vd., (2004) ısı iletiminden kaynaklanan tersinmezlikler dışında sürtünme, türbülans ve iş akışkanının içindeki diğer tersinmezlikleri de göz önünde bulundurarak tersinmez absorpsiyonlu soğutucuyu açıklayan yeni bir model sunmuşlardır. Tersinmez etkilerin, devamlı akışlı absorpsiyon soğutucusunun performansına etkisini araştırmışlardır. Çalışmalarından iç ve dış tersinmezliklerden etkilenen dört sıcaklık aşamalı bir absorpsiyon soğutucusunun optimal performansı açıklanabilir ve gerçek absorpsiyon soğutucularının dört sıcaklık aşaması arasında işletilmesi sırasındaki optimal dizayn ve operasyonuna teorik olarak ulaşılabilir.

Bir tek aşamalı LiBr-H₂O absorpsiyon makinesinin performansını simule etme ve belirleme amacıyla Asdrubali ve Grignaffini (2005) bir tesis üzerinde deneysel çalışmalarda bulunmuşlardır. Yaptıkları deneysel çalışmalar sonucunda absorpsiyon makinesinin 65 ve 70°C arası giriş sıcaklıklarında kabul edilebilir verimlilik ile çalıştığını göstererek makinenin gelecekte solar enerji ile beslenebilmesi konusunda sonuca ulaşmışlardır.

Bhardwaj vd., (2005) jeneratör ile absorber arasında tersinmez bir ısı makinesinin evaporatör ile kondenser arasında tersinmez bir soğutucusunun bulunduğu kabul edilen bir buhar absorpsiyonlu soğutma sisteminin iç ve dış tersinmezlikler göz önünde tutularak sonlu zaman termodinamiğine göre analizini yapmışlardır. Bu çalışma ile iç tersinmezlik parametrelerinin tüm dış tersinmez parametrelerine göre performans düşüşünde daha önemli etkisi olduğunu göstermişlerdir.

Şencan vd., (2005) sistemdeki her eleman için ayrı ayrı ekserji kaybı, entalpi, entropi, sıcaklık ve ısı değerlerini hesaplayarak tek etkili LiBr-H₂O absorpsiyon sisteminin soğutma ve ısıtma uygulamaları için ekserji analizi yapmışlardır. Isı kaynağının sıcaklığının arttırıldığında

sistemin performans katsayısının yükseldiğini, ekserji verimliliğinin düştüğünü göstermişlerdir.

Üst (2005), çalışmada tanımlanmış olan ekolojik performans kriterini farklı enerji üretim sistemlerine (Carnot ısı makinesi, gaz türbinleri, içten yanmalı motorlar, soğutma makineleri ve ısı pompaları) uygulayarak optimum dizayn ve performans şartlarını araştırmıştır. Tanımlanmış olan ekolojik performans kriterinin güç, ısıl verim ve entropi üretimi yönünden en uygun performansı sağladığını göstermiştir.

Kavaklı (2005), otobüslerin klima sistemlerinde egzoz gazındaki atık ısı ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin kullanılabilirliğini inceleyerek, kompresör tarafından tahrik edilen klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine alternatif bir sistem olabileceğini göstermiştir.

Babadağlı (2005), absorpsiyonlu bir soğutma sistemindeki elemanların termodinamik ve termoeconomik yönden analizlerini yapmıştır. Sistemin her bir noktasındaki entalpi, entropi, kütsel debi gibi termodinamik özellikleri hesaplayarak sistemin tümüne termoeconomik optimizasyon metodunu uygulamıştır.

Assilzadeh vd., (2005) boşaltılmış tüp solar kolektör ve LiBr absorpsiyon ünitesi kullanılan Malezya ve benzeri tropikal iklime sahip bölgeler için dizayn edilmiş bir solar soğutma sistemini incelemiştir. Absorpsiyonlu solar soğutma sisteminin simülasyonu ve modellemesi için TRNSYS programını kullanmışlardır.

Zheng vd., (2005) absorpsiyonlu güç/soğutma kombine çevrimini önermişler ve log p-T, log p-h ve T-s diyagramlarını kullanarak çevrimin termodinamik analizini yapmışlardır. Ortalama termal verimlilik ve ekserji verimliliğini temel alarak çevrimin simülasyonunu yaparak analiz etmişlerdir.

Olcayer (2005), absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin ekserji analizi ile ilgili bir literatür araştırması ve iki kademeli NH₃-H₂O akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde performans ve ekserji analizi yapmıştır.

Tozer vd., (2005) gerçek ve ideal LiBr-H₂O absorpsiyon çevrimlerinde kullanılacak T-s diyagramını çalışmalarında sunmuşlardır. Diyagramı oluştururken kullandıkları çeşitli metotları tanıtmış ve anlatmışlardır.

Mroz (2006), Polonya'nın Ponzan şehrinde belediyeye ait bir CHP tesisine konan tek aşamalı LiBr-H₂O absorpsiyonlu su soğutucusunun enerji performansını bulmak amacıyla çalışma yapmıştır.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerini tanıtmak ve klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi ile karşılaştırarak absorbsiyonlu soğutma sisteminin avantajlarını göz önüne sermek amacıyla Çelik (2007), absorbsiyonlu soğutma sistemi için geniş bir araştırma yapmış ve Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsünde kurulan absorbsiyonlu soğutma sistemini incelemiştir.

Morosuk ve Tsatsaronis (2008), kompleks bir absorbsiyonlu soğutma makinasını uygulama için bir örnek olarak seçerek her elemanın fiziksel ve kimyasal ekserjilerini ele alarak bir ekserji analizi yapmışlardır.

Tunus'ta güneş enerjisinin kullanılabilir olduğu mevsim ile soğutma yükünün arttığı dönemlerin denk gelmesi ve fosil yakıtların konut ve endüstri amacıyla kullanılan binaların iklimlendirmesi amacıyla kullanılmasındaki maliyet artışı ve çevresel problemler nedeniyle solar enerjinin soğutma çevriminde kullanılması ilgi çekici bir hal almıştır. Bu bağlamda Balghouthi vd., (2008) solar tahrikli absorbsiyonlu soğutma sisteminin Tunus koşullarında kullanılmasının fizibilitesini belirlemek amacıyla çalışmışlardır. Çalışmalarında Tunus için bir yıllık meteorolojik verileri içeren mevsimsel parametrelerle, simülasyon için TRNSYS ve EES programlarını kullanarak solar sistem için seçilmesi gereken tüm parçaları ve boyutlarını belirlemek üzere çalışmışlardır.

Kaushik ve Arora (2009), tek etkili ve çift etkili LiBr-H₂O absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin parametrik araştırmalarını yapmak için bir matematik model oluşturarak enerji ve ekserji analizi yapmışlardır.

Gebreslassie vd., (2010) yarım, tek, çift ve üç etkili LiBr-H₂O absorbsiyon çevrimleri için ekserji analizleri yaparak verilen çalışma koşulları için maksimum ulaşılabilir performansı sunmuşlardır.

Absorbsiyonlu soğutucular için yeni bir termo-ekolojik optimizasyon kriterini temel alan bir performans analizi ve optimizasyon Woufack ve Tchinda (2010) gerçekleştirilmiştir.

Üst vd., (2011) değişik soğutucular kullanılan bir buhar sıkıştırımlı soğutucu sistemi için ekserjistik performans katsayısı temelli teorik performans analizi yapmışlardır. Evaporatör, kondenser ve çevre sıcaklığındaki sıcaklık ve basınç düşüşlerinin ekserji kaybına ve ekserjistik performans katsayısına etkilerini incelemişlerdir.

Bu tez çalışmasında öncelikle absorbsiyonlu soğutma sistemleriyle ilgili bilinmesi gereken temel bilgilere yer verilmiştir. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanlara, bu sistemlerin tipleri ve elemanlarına detaylı bir şekilde değinilmiştir.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde yaygın olarak LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O eriyikleri kullanılır. Bu çalışmanın 3. bölümünde LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O kullanılan iki ayrı absorbsiyonlu soğutma sistemi için bir matematik model oluşturularak EES (Engineering Equation Solver) bilgisayar programı yardımıyla ekserji analizleri yapılmıştır.

Çalışmanın 4. bölümünde ise tek etkili absorbsiyonlu soğutma sistemleri için 2. bölümdeki sistemler temel alınarak bir sonlu zaman termodinamiği analizi yapılmış ve alınan sonuçlar detaylı bir şekilde incelenerek, paylaşılmıştır. 5. ve son bölümde ise 3 ve 4. bölümlerde alınan sonuçlar karşılaştırılarak tartışılmıştır.

Yapılan çalışmalardan alınan sonuçlarda, özellikle gemi inşaatı sektöründe egzoz gazlarındaki atık ısıların, absorbsiyonlu soğutma sistemleri ile egzoz gazlarının jeneratördeki akışkanı hangi sıcaklıklara çıkarması durumunda optimum olarak değerlendirilebileceğinin üzerinde durulmuş ve bu konu son bölümde tartışılmıştır.

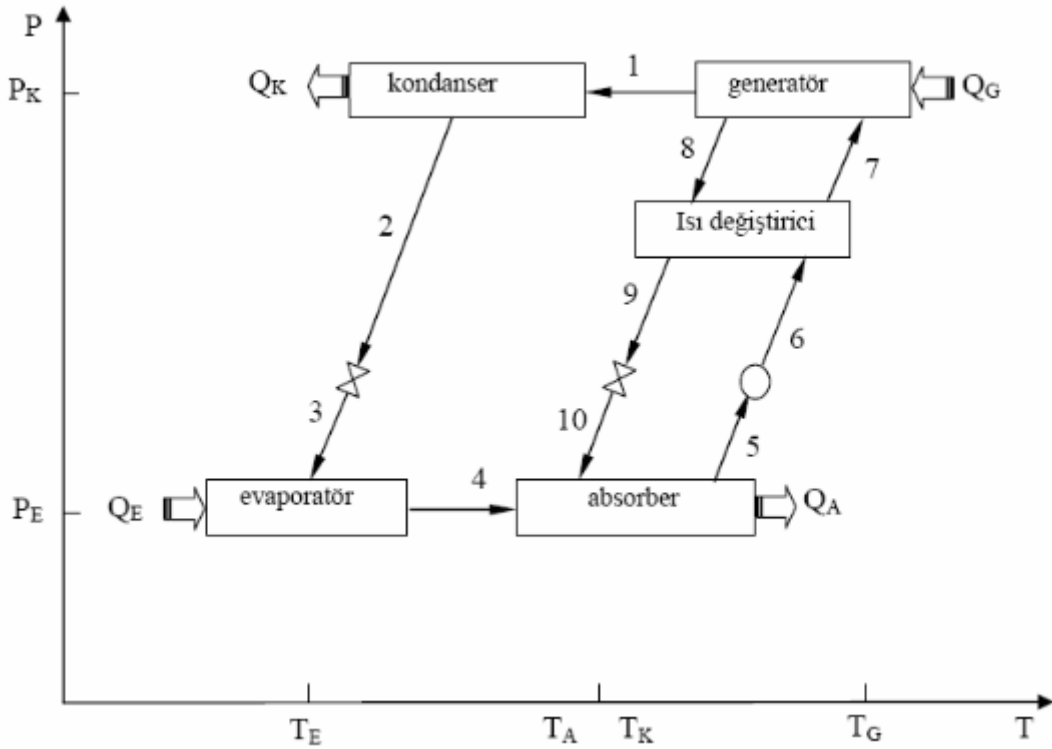
2. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ

İlk defa Michael Faraday tarafından bir asırdan fazla zaman önce, Amonyak (NH_3) yoğuşurma denemeleri sırasında keşfedilen absorbsiyon prensibi, daha sonra bir soğutma çevrimi olarak uygulanıp bundan yararlanılmaya başlanılmıştır. (Özkoç, 1999)

1859 yılında Ferdinand Carre tarafından absorbsiyonlu soğutma makinelerinin patenti alınmıştır. 1970 yılında absorbsiyonlu makineler Amerika'ya gelmiş ve 1975-1983 yılları arasında absorbsiyonlu cihaz satış ve kullanımı oldukça artmıştır. (Kavaklı, 2005)

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri, sıcaklığı 100°C ile 200°C arasında olan ucuz bir ısı kaynağı bulunduğu zaman, ekonomik açıdan kazançlı olabilecek bir soğutma yöntemidir. Ucuz ısı kaynakları arasında, jeotermal enerji, güneş enerjisi, buhar santrallerinin atık ısıları sayılabilir. (Çengel ve Boles, 1994)

Absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinde (Şekil 2.1) soğutucu akışkanın bir ikinci akışkan içinde soğurulması söz konusudur. Mekanik sistemlerle kıyaslısak kompresör yerine karmaşık bir sistem geldiğini ve bu sistemin aynı şekilde soğutucu akışkanın basıncını arttırmak amaçlı olduğunu görürüz. (Çelik, 2007)



Şekil 2.1 Absorbsiyonlu soğutma çevrimi (Çelik, 2007)

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kompresör kullanılmaması nedeniyle diğer sistemlere göre daha sessiz çalışma, daha az bakım ve sadece kompresör yerine gelen sistemdeki pompaya verilecek küçük bir enerji dışında hiçbir ek enerjiye ihtiyaç duyulmaması gibi işletim avantajları bulunmaktadır.

Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemiyle karşılaştırıldığı zaman absorbsiyonlu soğutma sisteminin önemli bir üstünlüğü göze çarpmaktadır. Bu sistemde buhar yerine sıvı sıkıştırılmaktadır. Sürekli akış işi özgül hacimle orantılı olduğu için, absorbsiyonlu sistemin gerektirdiği iş çok küçüktür. Bu sistemlerin çalışması dış kaynaktan sağlanan ısıya dayanır. İş, ısıtıcıda çevrime sağlanan ısınını yüzde biri mertebesinde olup, çevrimin termodinamik çözümlenmesinde genellikle ihmal edilir. Absorbsiyonlu sistemlerde çevrimi çalıştıran enerji ısıdır. Oysa buhar sıkıştırımlı sistemlerde çevrimi çalıştıran enerji elektriktir. Bu üstünlüğe karşılık absorbsiyonlu soğutma sistemleri büyük hacimli, karmaşık ve pahalıdır. Ancak ucuz bir ısı kaynağı bulunduğu zaman ekonomik açıdan kazançlı olabilirler. Bu sistemler genellikle endüstri uygulamalarında kullanılır. (Çengel ve Boles, 1994)

2.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Tipleri

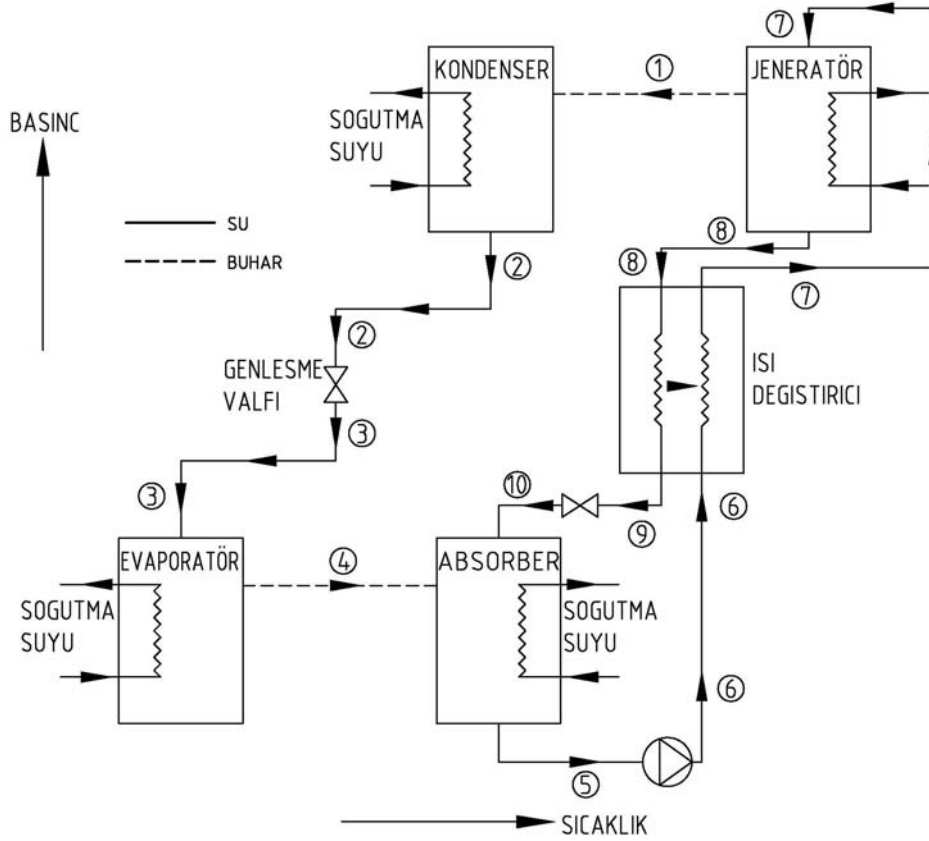
Kullanım alanı, amacı, yeri ve şartlarına göre çok farklı absorbsiyonlu soğutma sistemleri bulunmaktadır. Bu çalışmada yaygın olarak kullanılan birçok absorbsiyonlu soğutma sisteminin özelliklerine değinilecektir.

2.1.1 Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Tek etkili absorbsiyonlu soğutma sistemi, tek jeneratörlü anlamına gelmektedir. Bu sistemlerde düşük ekserjili ısı kullanıldığından içsel ayırıştırma ve sıkıştırma işlemi tek bir jeneratörle gerçekleştirilmektedir. Nispeten daha düşük sıcaklıklarda enerji kullanıldığından bu sistemlerin performans katsayısı da küçüktür.

Tek etkili absorbsiyonlu soğutma sistemi çevrimi, basınç-sıcaklık diyagramı üzerinde Şekil 2.2'de gösterilmiştir. Şekilden görülebileceği üzere sistem jeneratör, kondenser, genişleme valfi, evaporatör, absorber, ısı değiştirici ve pompadan oluşur.

Evaporatör düşük basınç ve sıcaklık, absorber düşük basınç ve yüksek sıcaklık kısmına denk gelir. Çözelti pompası alçak basınç bölümünden yüksek basınç bölümüne geçişi, genişleme valfi ve kısılma vanaları ise sistemin yüksek basınçtan alçak basınca uygun biçimde geçmesini sağlayan basınçsal geçiş organlarıdır. (Çelik, 2007)



Şekil 2.2 Tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin basınç-sıcaklık diyagramında gösterimi

1-2: Jeneratörü jeneratör sıcaklığında terk eden kızgın buhar kondensere (yoğuşturucuya) ulaşır ve burada kondenser sıcaklığına denk gelen yoğuşturucu basıncında yoğuşturulur ve doymuş sıvı halinde çıkar.

2-3: Kondenserden çıkan doymuş sıvı genleşme valfine ulaşır. Burada sabit entalpide genişletilerek basıncı ve sıcaklığı düşürülerek evaporatöre ulaşır.

3-4: Evaporatöre ulaşan sıvı burada soğutulacak ortamdan gelen soğutma suyundan ısı çekerek buharlaşır ve absorbere doğru akar.

4-5: Soğutucu akışkan, absorberde bulunan ve kendisine karşı çekimi yüksek absorbent madde tarafından çekilerek absorpsiyona uğrar ve yeni bir çözelti oluşur. Reaksiyon ekzotermik olup atık ısı soğutma soğutma kulesinden gelen soğutma suyuyla uzaklaştırılır.

5-6: Oluşan yeni çözeltilde çözelti pompası ile ısı değiştiriciye doğru yöneltilir.

6-7: Çözelti, ısı değiştiricide ön ısıtmaya uğrayarak jeneratöre ulaşır.

7-1: Jeneratöre çeşitli yollardan sağlanan (güneş enerjisi gibi) ısıtma suyuyla gelen çözelti kaynatılır ve soğutucu akışkanın buharlaşması sağlanır ve soğutucu akışkan kızgın buhar halinde kondensere giderek çevrimi tekrar başlatır.

7-8: Absorbent madde üzerindeki ısı yüküyle ısı değiştiriciye gider.

8-9: Üzerindeki ısının bir kısmını burada 6-7 prosesinde ön ısıtmaya uğrayan çözeltiliye verir.

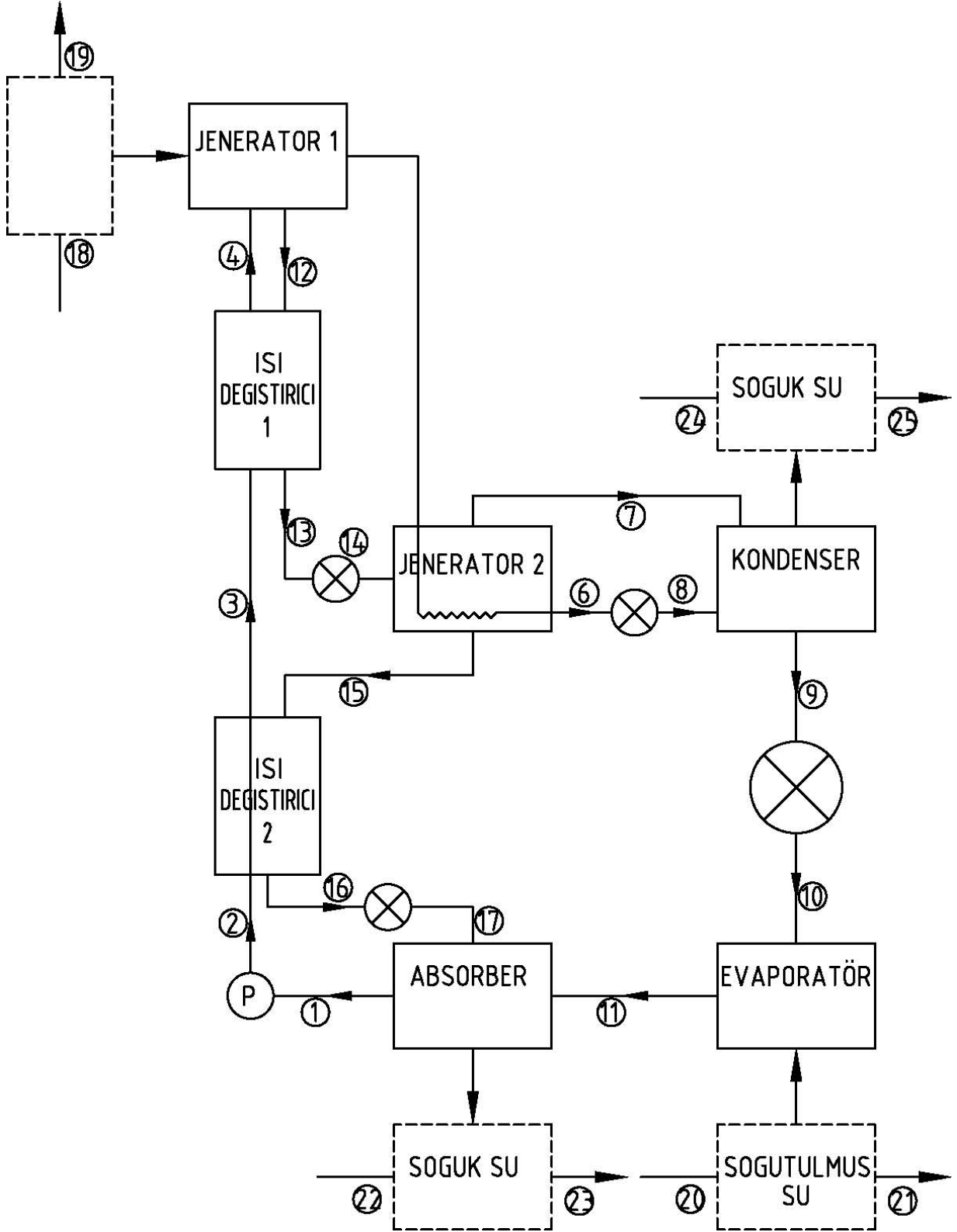
9-10: Absorbere ulaşarak çevrimi tamamlar.

2.1.2 Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Çift etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminde, tek etkiliye kıyasla jeneratörde çok daha yüksek ekserjili buhar veya akışkan kullanılır. Bu ekserjinin tek jeneratörde işlenmesi mümkün olmadığından iki jeneratör kullanımı gerekmektedir. Bu nedenle iki jeneratörlü absorbsiyonlu soğutma sistemine çift etkili denir. (Çelik, 2007)

Şekil 2.3'te gösterilen çift etkili absorbsiyon çevrimi beş sıcaklık ve üç basınç düzeyine sahip bir sistemdir. Sistemdeki üç basınç bölgesi (i) evaporatör ve absorberdeki düşük basınç, evaporatör sıcaklığıyla belirlenir, (ii) kondenser ve ikinci kademe kaynatıcıdaki orta düzey basınç, kondenser sıcaklığıyla belirlenir ve (iii) ilk kademe kaynatıcıdaki yüksek basınç, ikinci kademe kaynatıcı sıcaklığıyla belirlenir.

Sistem operasyonunda, LiBr-H₂O zengin eriyiği absorberden ilk kademe güneş enerjisi veya diğer bir atık ısı destekli kaynatıcıya pompalanır ve burada, LiBr-H₂O eriyiğinden gelen soğutucu buharı kaynatarak bitirmek üzere daha yüksek bir ısıda ısıtılır. İlk kaynatıcıdan gelen su buharı, ikinci kademe kaynatıcıda yüksek basınçta yoğuşturulur. Yoğuşma ısısı, sıcaklığı ve basıncı sırasıyla eriyik ısı eşanjörü I ve genleşme valfi ile indirgindikten sonra, kaynatıcıdan gelen soğutucu buhar, kondensere geçer ve kondensasyon ısısını atmosfere verir. Dolayısıyla, kondenserden çıkan toplam sıvı soğutucu miktarı ilk ve ikinci kademe kaynatıcılardan gelen soğutucu miktarının toplamıdır. Kondenserden çıkan sıvı soğutucu, evaporatöre doğru devam eder ve burada düşük basınçta buharlaştırılır ve buharlaştırma ısısını soğutulmak üzere salar. Bu soğuk buharlar daha sonra ikinci aşama kaynatıcıdan gelen fakir eriyik içinde, eriyik ısı eşanjörü II aracılığıyla çözülür ve absorbsiyon ısısı absorberde atılır. Daha sonra zengin eriyik kaynatıcıda pompalanır ve döngü tamamlanmış olur. (Ravikumar vd., 1998)



Şekil 2.3 Çift etkili absorpsiyon çevrimi

Çift etkili absorbsiyonlu soğutma sistemleri çözeltinin akış tipine göre genel olarak iki ana bölümde incelenmektedir.

2.1.2.1 Seri Akışlı Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

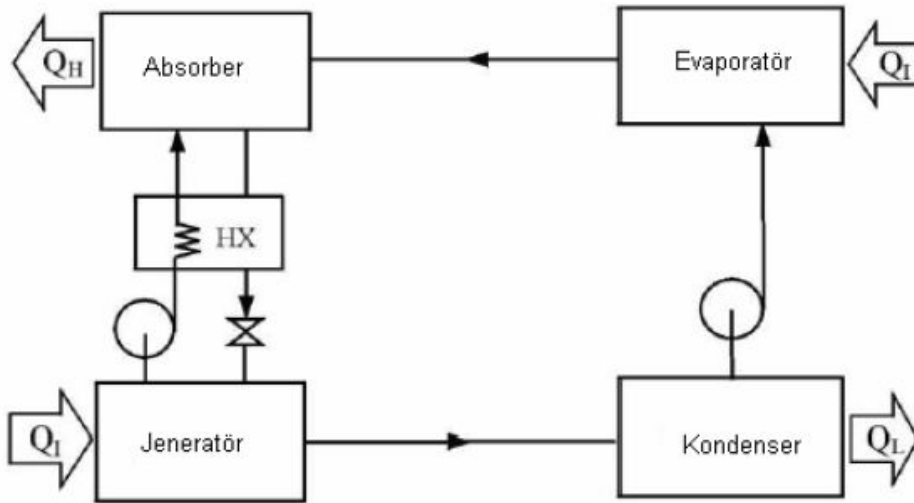
Absorberden çıkan çözelti sırasıyla düşük sıcaklık ısı değiştiricisi, yüksek sıcaklık ısı değiştiricisi, yüksek sıcaklık jeneratörü, yüksek sıcaklık ısı değiştiricisi, düşük sıcaklık jeneratörü ve buradan da yoğuşturucu tank üzerinden düşük sıcaklık ısı değiştiricisine girerek absorbere ulaşır ve çevrimi tamamlar. (Çelik, 2007)

2.1.2.2 Paralel Akışlı Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Absorberden çıkan çözelti, yüksek sıcaklık ısı değiştiricisi üzerinden yüksek sıcaklık jeneratörüne, düşük sıcaklık ısı değiştiricisi üzerinden düşük sıcaklık jeneratörüne ayrı ayrı pompalanır. Her iki jeneratörde de yoğunlaştırılmış hala gelen çözelti ısı değiştiricisi üzerinden tekrar absorbere döner. (Çelik, 2007)

2.1.3 Absorbsiyonlu Isı Yükselticileri

Herhangi bir absorbsiyonlu soğutma döngüsü üç dış depoya ısı takası yapar: Düşük, orta ve yüksek sıcaklık düzeylerinde. Bir absorbsiyon sistemi soğutucu ya da ısı pompası gibi kullanılıyorsa, sistemi çalıştıran ısı yüksek sıcaklıktaki depodan sağlanır. Soğutma etkisi düşük bir sıcaklık düzeyinde yaratılır ve ara sıcaklık düzeyinde bir ısı verir. Bunlar arasındaki fark, görevleridir. Bir soğutucu için faydalı ısı transferi düşük sıcaklıkta meydana gelir. Isı pompası için faydalı ısı transferi ara sıcaklıktadır. Normalde, çevreleyen ortam, ısı pompası için düşük sıcaklıktaki depo veya soğutucu için ara sıcaklıkta bir depo olarak kullanılır.



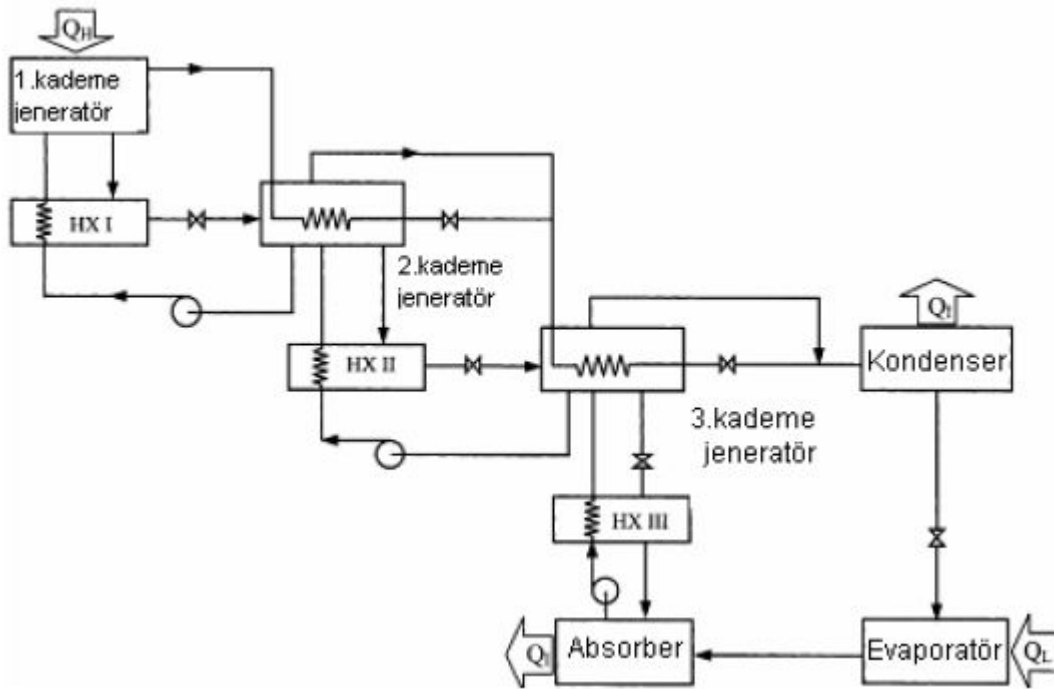
Şekil 2.4 Absorbsiyonlu ısı yükselticisi

Şekil 2.4'te görülen absorpsiyonlu ısı yükselticisi çevrimi tek kademeli bir absorpsiyon döngüsüyle benzer elemanlara sahiptir. Aradaki fark, kondenserle evaporatör arasında kurulmuş olan genişleme valfinin yerini bir pompaya bırakmış olmasıdır. Alışıldık şekilde soğutucu akışkanı ayırıştırmak için kaynatıcıya nispeten düşük sıcaklıkta bir atık ısı verilir. Kondenserden gelen sıvı soğutucu yükseltilmiş basınçla evaporatöre pompalanır. Evaporatörde, kaynatıcıyı çalıştırmak için kullanılan düşük sıcaklıktaki atık ısı buharlaştırma için kullanılır. Daha sonra buhar halinde soğutucu absorberdeki çözelti tarafından emilir ve faydalı ısı yüksek bir sıcaklıkta dışarıya verilir. (Srikhirin vd., 2001)

2.1.4 Çok Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi

Yüksek kademeli bir çevrimin temel hedefi yüksek sıcaklıkta ısı kaynaklarının mevcut olması durumunda sistemin performansını arttırmaktır. Çok kademeli terimiyle çevrimin, yüksek sıcaklıktaki bir kademedan dışarı verilen ısı, düşük sıcaklıktaki bir kademe de ısı girdisi olarak kullanılacak biçimde yapılandırılmasıdır.

Bölüm 2.1.2'de ayrıntılı olarak ele alınan çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi de bir çok kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemidir.



Şekil 2.5 Üç etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi

Farklı tiplerde çok kademeli absorpsiyon çevrimleri üzerine çalışmalar mevcuttur. Örnek olarak üç kademeli absorpsiyon çevrimi ve dört kademeli absorpsiyon çevrimi gösterilebilir. Fakat soğutma tesir katsayısının artması doğrudan kademe artışına bağlı değildir. Kademe

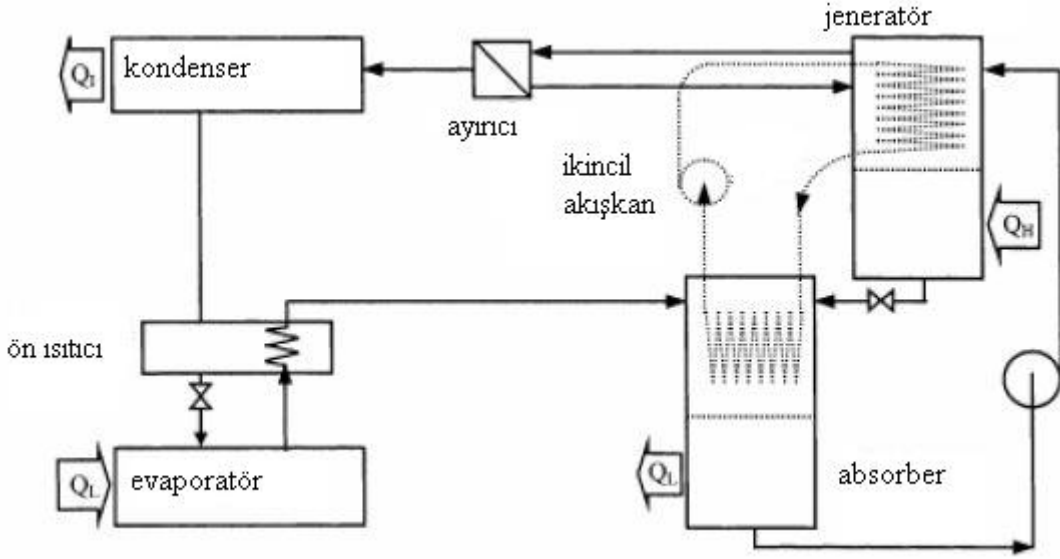
sayısı arttığında her kademenin soğutma tesir katsayısının, tek kademeli sistemin soğutma tesir katsayısı kadar yüksek olmayacağı ortaya çıkan bir sonuçtur. Bununla beraber kademe sayısının artması sistemin karmaşıklığını da artırır. Bu nedenle, çift kademeli sistem ticari açıdan en elverişli olan sistemdir. (Srikhirin vd., 2001)

2.1.5 GAX'lı Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi

GAX'ın açılımı Generator Absorber Heat Exchanger (jeneratör absorber ısı değiştiricisi) olarak tanımlanabilir. GAX döngüsü fikri 1911 yılında Altenkirch ve Tenckhoff tarafından atılmıştır. (Çelik, 2007)

Tek kademeli bir absorbsiyon sistemiyle yüksek performans elde etmek mümkündür. Daha önce bahsedilen paralel akışlı çift kademeli absorbsiyon sistemine göre sistem, birbirine paralel olarak çalışan iki tek kademeli döngüden oluşur. GAX konsepti, bu iki aşamalı çift kademeli absorbsiyon döngüsünü basitleştirmekle birlikte aynı performansı sağlar.

Absorber ve jeneratör, ters akışlı ısı eşanjörü olarak kabul edilebilir. Absorberde jeneratörden gelen zayıf ya da fakir soğutucu çözelti ve evaporatörden gelen buhar halindeki soğutucu akışkan üst kısma girer. Absorbsiyon işlemi boyunca üretilen ısı, soğutucu akışkan üst kısma girer. Absorbsiyon işlemi boyunca üretilen ısı, soğutucu buharını emme kabiliyetinin korunması için dışarı verilmelidir. Üst kısımda, ısı yüksek bir sıcaklıkta dışarı verilir. Alt kısımda ise, çözelti buharı emmeye devam ederken, çevreye ısı vererek soğur. Jeneratörde absorberden gelen güçlü soğutucu çözelti üst kısma girer. Bu kısımda absorberin üst kısmından dışarı verilen ısı kullanılarak, çözelti harici ısı kaynağıyla ısıtılarak biraz daha kurutulur. Absorber ve kaynatıcı arasındaki ısı transferi için kullanılan ek bir ikincil sıvı bulunur. Bu yüzden, tek kademeli bir absorbsiyon sisteminde GAX kullanılarak iki aşamalı çift kademeli absorbsiyon sisteminin soğutma tesir katsayısı kadar yüksek bir soğutma tesir katsayısı elde edilebilir. Bu sistem üzerinde çalışmalar devam etmektedir. (Srikhirin vd., 2001)



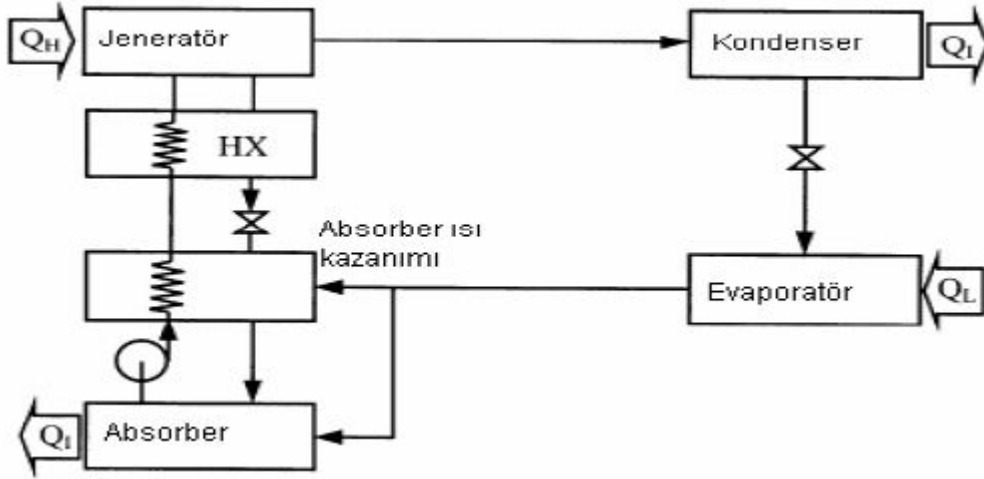
Şekil 2.6 GAX'lı absorpsiyonlu soğutma sistemi

2.1.6. Absorber-ısı Korunumlu Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

Eriyik ısı eşanjörü kullanımının sistemin soğutma tesir katsayısı arttırdığı daha önce vurgulanmıştı. Absorberden gelen güçlü ya da zengin soğutucu eriyik jeneratörden gelen sıcak eriyikten ısı transfer edilerek, jeneratöre girmeden önce ısıtılabilir. Absorber ısı tutuşu sağlanarak, zengin soğutucu eriyiğin sıcaklığı artırılabilir. (Çelik, 2007)

GAX sistemine benzer şekilde, absorber iki kısma ayrılır. Isı farklı bir sıcaklıkta atılır. Düşük sıcaklığa sahip kısım ısıyı çevreye alışıldık biçimde verir. Fakat daha yüksek sıcaklığa sahip kısım, şekil 2.6'da görüldüğü gibi, zengin soğutucu eriyiğini ısıtmak için kullanılır. Bu yüzden jeneratöre giden ısı girdisi azalır ve soğutma tesir katsayısı artar.

Absorber-ısı korunumlu bir döngünün soğutma tesir katsayısında %10 artış gözlenmiştir. Fakat bu absorber dizaynına dayalı bir makine henüz mevcut değildir. (Srikhirin vd., 2001)



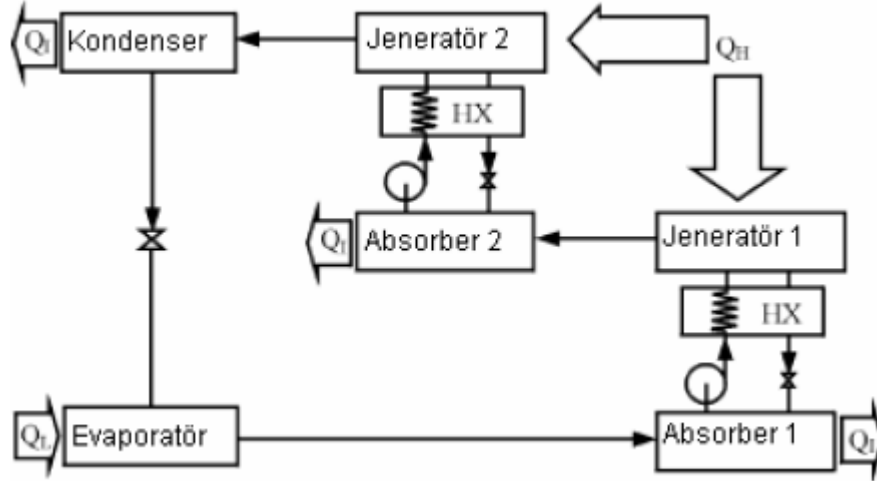
Şekil 2.7 Absorber-ısı korunumlu absorpsiyonlu soğutma çevrimi

2.1.7 Yarım Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

Herhangi bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin sadece, absorberdeki çözelti soğutucu bakımından jeneratördeki soğutucudan daha zengin olması durumunda çalıştırılabileceği unutulmamalıdır. Sıcaklık artar ya da basınç düşerse çözelti içindeki soğutucu oranı düşer, bunun tersi de geçerlidir. Jeneratör sıcaklığı düşerse, çözelti dolaşım oranı da artacak ve soğutma tesir katsayısını düşürecektir. Eğer çok düşükse, sistemi çalıştırmak mümkün olmaz.

Yarım kademeli absorpsiyon sistemi, nispeten düşük sıcaklıkta bir ısı kaynağının kullanılacağı bir uygulama için oluşturulmuştur. Şekil 2.8'de yarım kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik diyagramı yer almaktadır. Sistem, ısı akış yönlerinin farklı olması dışında, H_2O-NH_3 kullanılan çift kademeli absorpsiyon sisteminin aynısıdır.

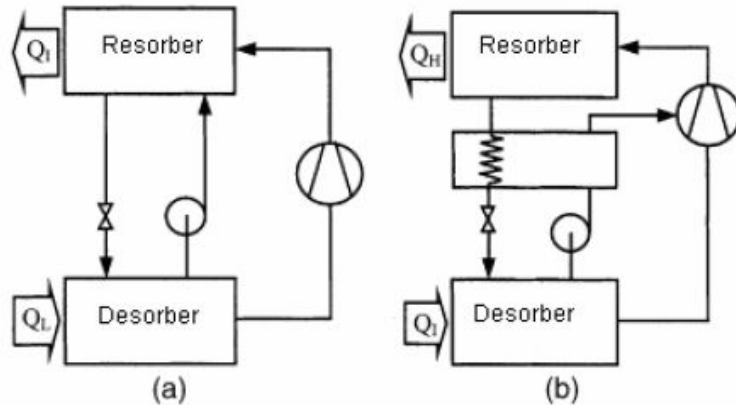
Şekil 2.8'de görüldüğü üzere harici bir kaynaktan gelen yüksek sıcaklıktaki ısı her iki jeneratöre de gider. Her iki absorber çevreye ısı verir. Absorber 2 ve jeneratör 1 ortalama bir basınç düzeyinde çalışırlar. Bu yüzden jeneratör 1 ve absorber 1 ile jeneratör 2 ile absorber 2 arasındaki dolaşım oranı kabul edilebilir düzeylerde korunur. Yarım kademeli bir absorpsiyon çevrimi, farklı basınç düzeylerinde çalışan iki tek kademeli çevrimin bir kombinasyonudur. Aynı basınç düzeyinde çalışan bir tek kademeli döngü için, ısı kaynağı sıcaklığının minimum ısıdan daha düşük olması gerekir. (Srikhirin vd., 2001)



Şekil 2.8 Yarım kademeli absorpsiyon çevrimi

2.1.8 Kombine Buhar Absorpsiyon Sıkıştırma Çevrimi

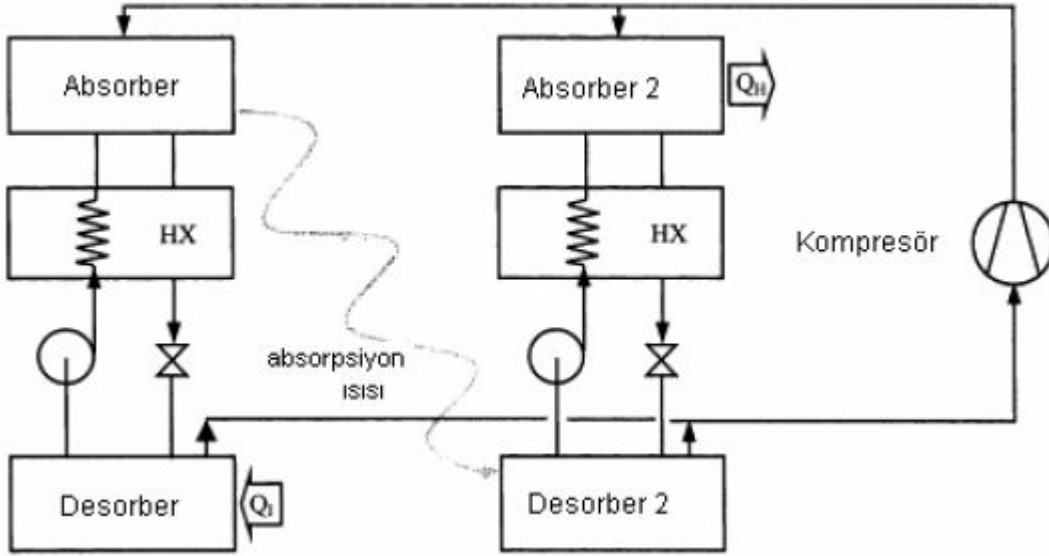
Bu sistem genelde absorpsiyon sıkıştırma sistemi olarak bilinir. Tipik bir absorpsiyon-sıkıştırma çevrimi şeması şekil 2.9(a)'da gösterilmiştir. Bu çevrimde konvansiyonel bir buhar sıkıştırma sistemindeki yoğuşturucu ve evaporatör, bir resorber (buhar absorberi) ve desorber (buhar kaynatıcısı) ile değiştirilmiştir. Belli çevri sıcaklığı ve soğutma sıcaklıklarında kompresör içindeki basınç farkı, konvansiyonel buhar sıkıştırma sistemindekinden çok daha düşüktür. Dolayısıyla soğutma tesir katsayısının konvansiyonel buhar sıkıştırma sisteminin soğutma tesir katsayısından daha iyi olması beklenir. Altenkirch bu konuda ilk araştırmayı 1950 yılında yapmış ve enerji tasarrufu için bir potansiyel sunmuştur. Çevrim, bir ısı pompası çevrimi olarak yapılandırılabilir. Isı pompası çevrimini Machielsen geliştirmiştir. (Şekil 2.9(b))



Şekil 2.9 Buhar absorpsiyon-sıkıştırma çevrimi

İlginç bir konfigürasyon da, kademe absorberden çift kademeli buhar absorpsiyon-sıkıştırma çevrimidir. İlk kademe absorberden verilen ısı ikinci kademe jeneratöre gelir. Isı transferi

dahili olarak gerçekleşir, böylece ortalama basınç oranındaki büyük sıcaklık farklılıklarının üstesinden gelir. Bu konsept farklı çalışmalarda başarıyla sergilenmiştir. (Çelik, 2007)



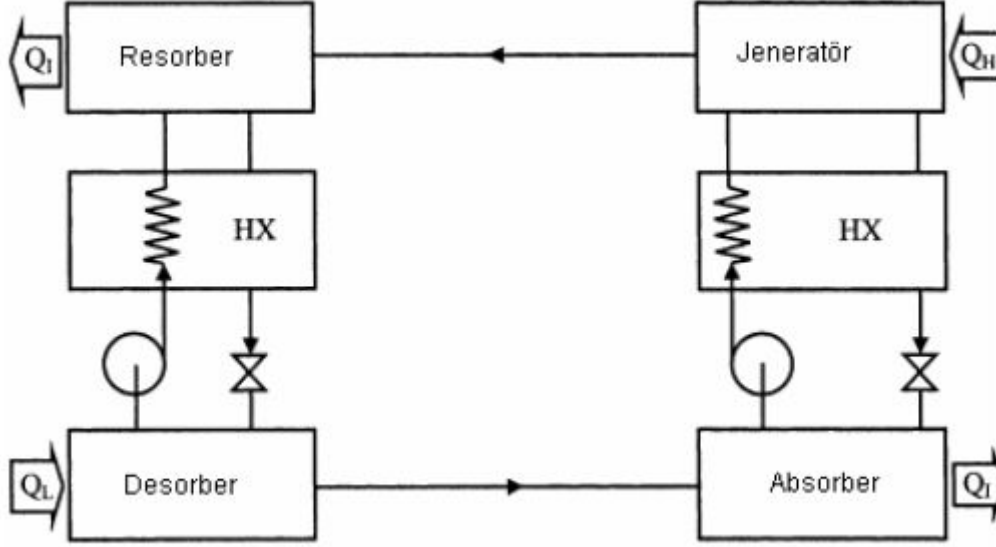
Şekil 2.10 Çift etkili absorpsiyon-sıkıştırma çevrimi

Cacciola vd. tarafından öne sürülen, buhar absorpsiyon sıkıştırma döngüsünün bir başka yapısı da mevcuttur ve bu yapıda iki iş akışkanı kombinasyonu bulunur. H_2O-NH_3 ve $KHO-H_2O$. Bu, H_2O-NH_3 ve $KHO-H_2O$ çevrimlerinin bir araya geldiği bir sistemdir. En yüksek sistem basıncı indirgenir ve H_2O-NH_3 sisteminin redresörü önlenir. Bu döngü, donma veya kristalleşme problemleri olmaksızın $0^\circ C$ 'nin altında sıcaklıklarda çalışabilir.

Kombine buhar absorpsiyon-sıkıştırma çevriminin farklı tasarımları söz konusudur. Bunlar oldukça yüksek soğutma tesir katsayısı değerlerine sahiptirler. Fakat karmaşıktırlar ve itici enerji de mekanik iş şeklindedir. Dolayısıyla, ısıyla çalışan sistemler olarak düşünülmezler.

2.1.9 Sorpsiyon-Resorpsiyon Çevrimi

Altenkirch sorpsiyon-resorpsiyon çevrimi fikrini 1913 yılında ortaya atmıştır. Çevrimde bir yerine iki solüsyon devresi yer alır. Şekil 2.11'de görüldüğü gibi, konvansiyonel bir tek kademeli absorpsiyon sisteminin kondenseri ve evaporatörü yerine bir resorber ve bir desorber bulunur. Bu sayede, çevrim dizayn ve operasyonları daha çok esneklik kazanır. Çözelti devre konsantrasyonları değişebilir, bu sayede eleman sıcaklıkları ve basınçları istendiği şekilde ayarlanabilir. (Çelik, 2007)



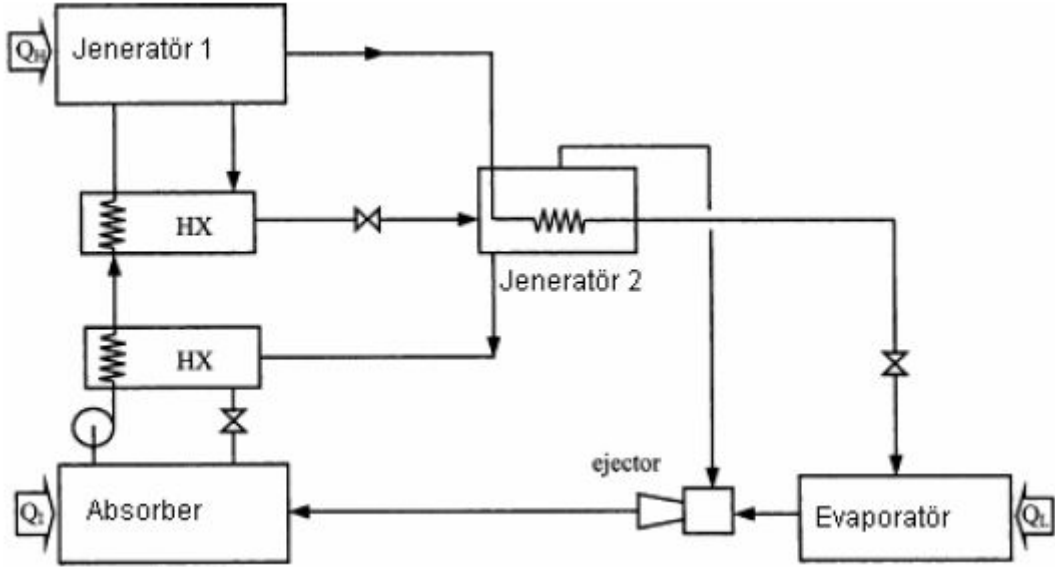
Şekil 2.11 Resorpsiyon çevrimi

2.1.10 Çift Döngülü Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Çift döngülü absorbsiyonlu soğutma sistemi konsepti, paralel çift kademeli absorbsiyon sistemine benzer. Fakat bu sistem, farklı iş akışkanları kullanılan, birbirinden tamamen ayrı çevrimlerden oluşur. Hana vd., tarafından çift döngülü absorbsiyonlu soğutucu ve ısı pompası keşfedilmiştir. Bu sistem, H_2O-NH_3 ve $LiBr-H_2O$ kullanılan iki tek kademeli absorbsiyon döngüsünden oluşur. NH_3 sistemi harici ısı kaynağından elde edilen ısıyla çalışır. Absorber ve kondenserden gelen ısı, $LiBr-H_2O$ sistemi için ısı kaynağı olarak kullanılır. $LiBr$ sistemi, alışıldık biçimde kondenser ve absorberden dışarıya ısı verir. Soğutma etkisi her iki evaporatörden de elde edilebilir. (Srihirin vd., 2001)

2.1.11 Kombine Ejektör-Absorbsiyonlu Soğutma Döngüsü

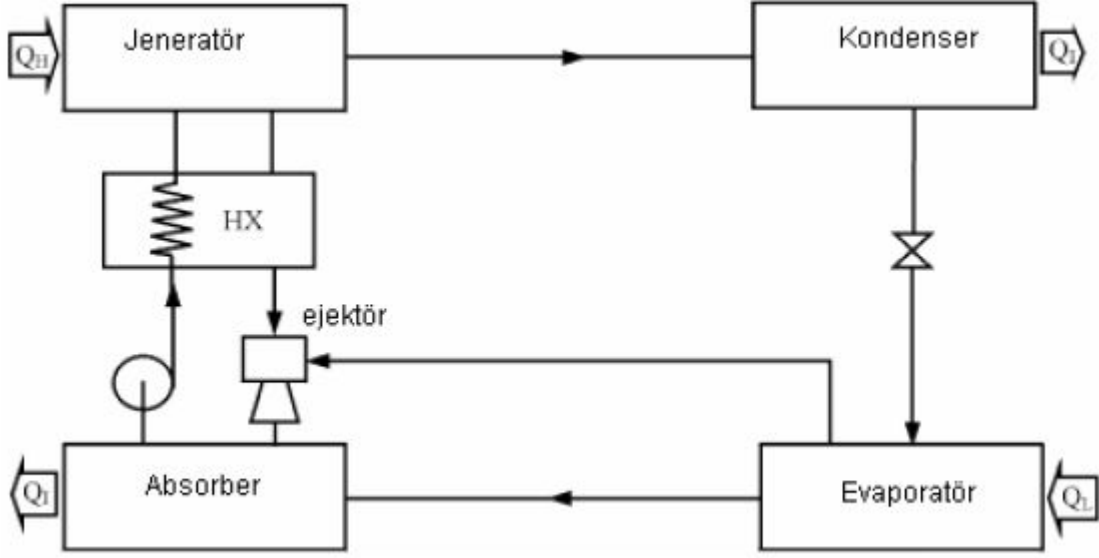
Bir absorbsiyonlu soğutma sisteminin performansını arttırmak için ejektör kullanılabilir. Dikkate değer bir tasarım Kuhlenschmidt tarafından geliştirilmiştir. Kuhlenschmidt tarafından geliştirilen tasarım şekil 2.12'de görülebilir.



Şekil 2.12 Modifiye edilmiş kombine ejektör-absorbsiyon çevrimi

Amaç, tuz absorbent bazlı bir iş akışkanı kullanan, düşük evaporatör sıcaklıklarında çalışabilen ve hava soğutmalı bir absorber bulunan bir absorbsiyon sistemi geliştirmektir. Bu sistemde çift kademeli absorbsiyon sisteminde kullanılan benzer iki kademeli jeneratörler bulunur. Fakat konvansiyonel çift kademeli absorbsiyon sisteminin tersine, ikinci kademe jeneratörden gelen düşük basınçlı buhar soğutucu, evaporatörden gelen buhar soğutucuyu açan ejektör için hareket ettirici akışkan olarak kullanılır. Ejektör egzozu absorbere tahliye edilir ve absorber içindeki çözelti konsantrasyonu, sistemin düşük evaporatör sıcaklığıyla veya yüksek absorber sıcaklığıyla çalıştırılması gereken durumlarda kristalleşmeden korunabilir. Bu sistemde kondenserin olmadığı unutulmamalıdır. Yüksek basınçlı buhar soğutucu ikinci kademe jeneratörde yoğunlaştırılır ve düşük basınçlı buhar soğutucu da ejektör için itici akışkan olarak kullanılır. Bu sistem hakkında teorik ve deneysel bir sonuç henüz elde edilememiştir. Fakat, bu sistemin soğutma tesir katsayısının tek kademeli bir absorbsiyon sisteminin soğutma tesir katsayısından daha yüksek olması beklenmemektedir. Çünkü üretilen buhar soğutucunun bir kısmı doğrudan absorbere tahliye edilmektedir ve herhangi bir soğutma etkisi meydana getirmemektedir. Ayrıca, kullanılan absorberin aynı soğutma kapasitesine sahip diğer absorbsiyon sistemlerinden çok daha yüksek bir absorbsiyon kapasitesine sahip olması gerekir.

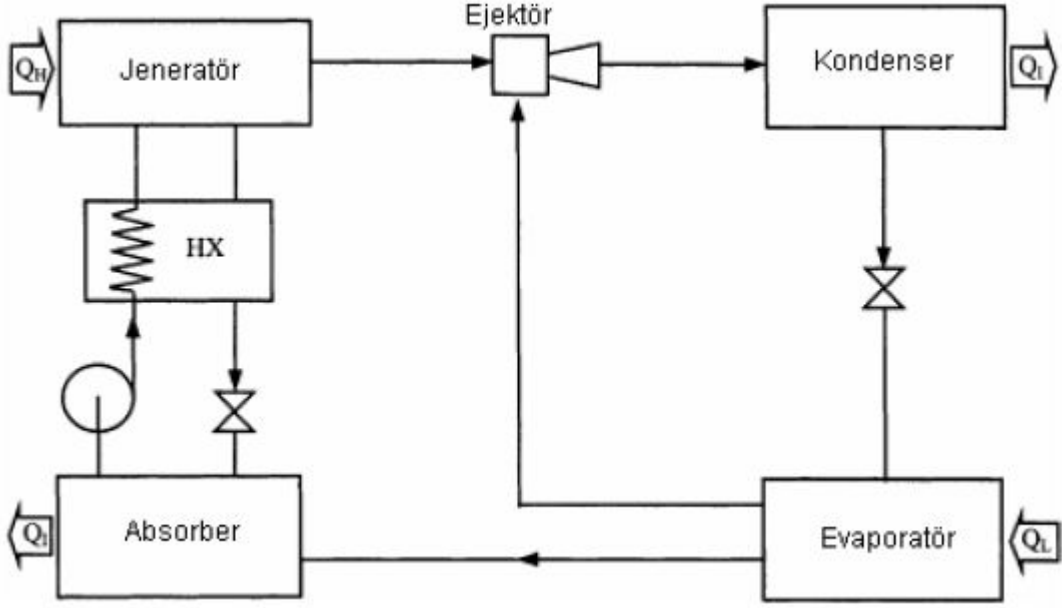
Absorbsiyon sisteminde ejektör kullanımına bir başka yaklaşım, Chung vd., ile Chen tarafından geliştirilmiştir. Absorber basıncını, evaporatör basıncından yüksek seviyede tutmak için ejektör kullanılmaktadır. Bu sistemi şekil 2.13'de görmek mümkündür.



Şekil 2.13 Birleşik ejektör-absorber sistemi

Önceki sistemin tersine, ejektörün itici akışkanı jeneratörden gelen yüksek basınçlı sıvı çözüldür. Bu nedenle, sadece yüksek basınçlı ve yüksek yoğunluklu soğutucu kullanılabilir. Çünkü sıvı akışkanla çalışan bir ejektör, LiBr-H₂O kullanan sistemlerde olduğu gibi, su gibi düşük yoğunluklu buharla çalışamaz. Deneysel çalışmalar, iş akışkanı olarak DMETEG/R22 ve DMETEG/R21 kullanıldığında, absorber ve evaporatör arasındaki basınç oranının 1.2 olduğunu göstermiştir. Absorber basıncındaki artış çözelti dolaşımının, aynı şartlarda çalıştırılan konvansiyonel sistemden daha düşük bir orana indirgenmesine neden olmuştur. Dolayısıyla, soğutma tesir katsayısında bir artış beklenebilir. (Srikhirin vd., 2001)

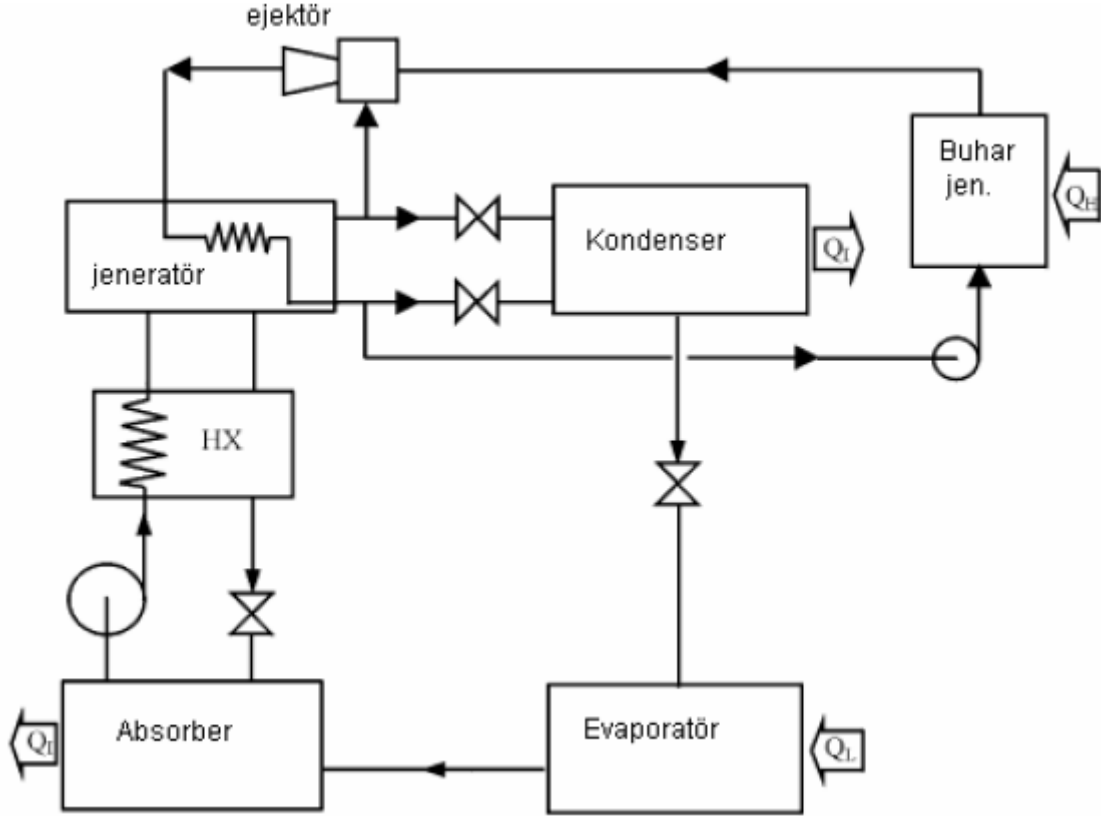
Aphornratana ve Eames tarafından ileri sürülen bir diğer yaklaşımda ise, tek kademeli bir absorpsiyon sisteminin jeneratörü ve kondenseri arasında bir ejektör yerleştirilir. İş akışkanı olarak LiBr-H₂O kullanılır. Ejektör itici akışkan olarak jeneratörden gelen yüksek basınçlı su buharını kullanır. Dolayısıyla, jeneratör kondenserden daha yüksek bir basınçta çalıştırılır. Bu sayede kristalleşme tehlikesi olmadan, çözelti sıcaklığı artırılabilir. Sıcaklık ve basınç aynı anda arttırılırsa, çözelti konsantrasyonu sabit kalır ve jeneratöre giden ısı girişi biraz artar. Ejektör evaporatörden buhar soğutucu sağlar ve daha çok soğutma etkisi elde edilir. Soğutma tesir katsayısı konvansiyonel bir tek kademeli absorpsiyon sisteminden daha yüksektir. (Aphornratana vd., 1997)



Şekil 2.14 Aphornratana vd., (1997) tarafından öne sürülen sistem şeması

Deneysel çalışmalar, soğutma tesir katsayısının 1.04 arasında olduğunu göstermiştir. Fakat bu sistemin yüksek sıcaklıkta bir ısı kaynağıyla (190-210 °C arası) ve kabul edilebilir çevre sıcaklığında çalışması gerekir. Jeneratör sıcaklığı yüksek olduğu için, imalat malzemesinin aşınması problem yaratabilir. (Aphornratana vd., 1997)

Eames ve Wu tarafından ileri sürülen bir yaklaşımda buhar püskürtmeli bir ısı pompası ile tek kademeli bir absorpsiyon çevrimi arasında yer alan kombine bir çevrimdir. Bu sistemde buhar püskürtmeli sistem dahili ısı pompası olarak kullanılır. Soğutucu buharın tek kademeli absorpsiyon çevriminden kondansasyonu sırasında dışarı verilen ısıyı yakalamaya yarar. Isı pompası, absorpsiyon sisteminin jeneratörüne ısı verir. Jeneratörden gelen soğutucu buhar, ejektörü tarafından açılır ve jeneratördeki çözeltiliye ısı vererek ejektörün itici akışkanıyla birlikte sıvılaştırılır. Bu sistemde, çözeltinin maksimum sıcaklığı 80°C'de tutularak, aşınma problemi ortadan kaldırılır. İtici sıcaklık (harici kaynaktan gelen) ancak 200°C civarındaki sıcaklıklarda buhar kazanına verilir. Bu sistemin deneysel soğutma tesir katsayısı 1.03 olarak bulunmuştur. (Sriksirin vd., 2001)

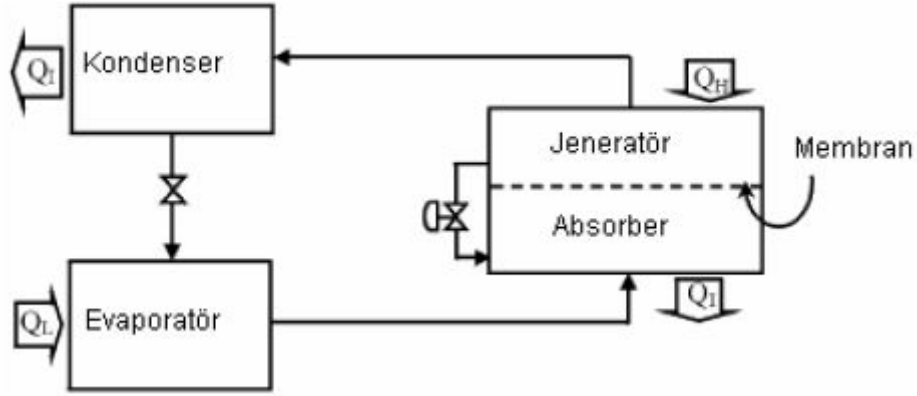


Şekil 2.15 Eames ve Wu tarafından ortaya atılan çevrim

2.1.12 Ozmotik-Membran Absorbsiyon Çevrimi

Sistem alışıldık şekilde bir kondenser ve bir evaporatörden oluşur. Absorberdeki zengin soğutucu eriyiği ve kaynaticıdaki fakir soğutucu eriyiği ozmotik bir membran kullanılarak birbirinden ayrılır. Ozmotik membran sadece bir soğutucunun geçmesine izin verir. Dolayısıyla, absorberden gelen soğutucu, herhangi bir mekanik pompa olmaksızın, membran aracılığıyla ozmotik, difüzyonla jeneratöre transfer edilir.

Jeneratör ve absorber içindeki basınç ayrıca kullanılan membran tipine de bağlıdır. Normalde, membran kusursuz değildir. Absorberden gelen absorbent jeneratöre giden soğutucuyla birlikte difuze edilebilir. Dolayısıyla, absorberdeki çözeltiyi güçlendirmek için bir boşaltma supabı gereklidir. Pratikte, membranın basınç, sıcaklık ve oldukça zorlayıcı iş akışkanı gibi tüm çalışma şartlarında dayanıklı olması gereklidir. Membran jeneratör ve absorber arasındaki ısı transferini en aza indirmelidir. (Çelik, 2007)



Şekil 2.16 Ozmotik membranlı absorpsiyon sistemi

2.1.13 LiBr-H₂O Kullanan Kendinden Dolaşımli Absorpsiyon Sistemi

Absorpsiyonlu bir soğutma sistemi için gerekli olan birincil enerji, ısı formunda olsa da, dolaşım pompasını çalıştırmak için bir miktar elektrige ihtiyaç vardır. Fakat dolaşım pompası olmadan çalışan bazı sistemler mevcuttur. Böyle bir sistemde iş akışkanı, kabarcık pompası olarak bilinen bir termosifon etkisiyle çalışmada dolaşım sağlanır. (Çelik, 2007)

Japon Yazaki Inc. Firması LiBr-H₂O kullanan ve tek kademeli sisteme dayanan bir kendinden dolaşımli absorpsiyon sistemi geliştirmiştir. Soğutucu olarak suyun kullanıldığı bu sistemde kondenser ile evaporatör arasındaki basınç farklılığı oldukça düşüktür ve hidrostatik seviye ilkesinden yararlanılarak muhafaza edilebilmektedir. Absorberden gelen eriyik, jeneratöre bir kabarcık pompası ile gönderilir. Zayıf soğutucu eriyik, yer çekimiyle absorbere geri döner. Kabarcık pompasının etkisiyle çözelti aynı zamanda kaynatılır ve pompalanır. Smith ve Khahra propoan gaz kullanan CH-900-B Yazaki absorpsiyonlu su soğutucuların performansı üzerine bir çalışma gerçekleştirmiştir. (Srikhirin vd., 2001)

Eriksson ve Jernqvist NaOH-H₂O kullanarak 10 kW'lık kendinden dolaşımli ısı yükselticisi geliştirmişlerdir. Yüksek sıcaklık ve kondenser ile evaporatör arasındaki basınç farklılığı yüzünden absorber ve evaporatör sırasıyla kondenser ve jeneratörün 7 ve 10 m altına yerleştirilmiştir. Bu makinenin en alçak ve en yüksek noktası 14 m'dir. Bu da sistemin içindeki 1 barlık basınç farkına eşittir.

2.1.14 Difüzyon Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

Difüzyon absorpsiyonlu soğutma çevrimi, H₂O-NH₃ kullanılan kendinden dolaşımli soğutma sisteminin bir başka çeşididir. NH₃ iş akışkanı olarak kullanılırken, kondenser ve evaporatör arasındaki basınç farklılığı kabarcık pompasıyla aşılamayacak kadar yüksektir. Difüzyon absorpsiyonlu soğutma çevrimi konsepti İsveçli Platen ve Muhters tarafından geliştirilmiştir.

Evaporatör ve absorbere yardımcı bir gaz verilir. Bu yüzden sistemde basınç farklılığı ve kabarcık pompası bulunmaz. Soğutma etkisi kısmi basınç ilkesi temelinde elde edilir.

Evaporatör ve absorbere yardımcı gaz verildiği için, yine evaporatöre ve absorberdeki amonyak miktarı, evaporatör içindeki gerekli olan sıcaklığa karşılık gelecek şekilde düşük tutulur. Yardımcı gaz, hidrojen veya helyum gibi kondanse edilemez bir gaz olmalıdır.

Bu sistemin üstün özelliklerinden birisi elektrik olmayan yerlerde çalıştırılabilmesidir. Sistem uzun bir süre ev buzdolaplarında kullanılmıştır. Hareketli parçası yoktur, yani bakım gerektirmez ve çalışırken fazla ses çıkarmaz. Fakat geleneksel modellerde soğutma kapasitesi oldukça düşüktür ve 50 Watt'tan azdır. Bu soğutma kapasitesiyle ancak otel odalarında ve eğlence araçlarında kullanılabilir.

Geleneksel modem makinelerde bazı modifikasyonlar yapılmıştır. Örneğin yardımcı gaz helyum olarak değiştirilmiş ve kazan performansı arttırılmıştır. Orijinal difüzyon absorpsiyonlu soğutma çevriminde yardımcı gaz olarak hidrojen kullanılmaktadır. Hidrojenin sızıntı durumunda tehlikeli olacağı bilinmektedir. Helyum, hidrojenin yerine geçecek alternatif bir yardımcı gazdır. Literatürde yardımcı gaz olarak bilenen hidrojen ve helyumu karşılaştıran çalışmalar mevcuttur. (Srikhirin vd., 2001)

2.2. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Kullanılan Akışkan Çiftlerine Göre Özellikleri ve Sınıflandırılması

Absorpsiyonlu soğutma çevrimleri iki akışkan çiftiyle çalışan sistemlerdir. Jeneratörde buharlaşarak soğutma işlemini yapan soğutucu akışkan ve absorberde soğurma işlemi yapan soğutucu akışkan ve absorberde soğurma işlemini yapan absorbentten oluşmaktadır. (Çelik, 2007)

Üzerinde çalışmalar yapılan birçok akışkan çifti bulunmakla birlikte bunların bazıları pratikte kullanılmaya başlanmıştır. Bazılarıyla ilgili ise hala çalışmalar sürmektedir. Akışkan çiftlerinin seçiminde ileride değinilecek çok önemli kriterler bulunmaktadır. Ancak en yaygın olarak kullanılmakta olan akışkan çiftleri H_2O-NH_3 ve $LiBr-H_2O$ 'dur.

Çizelge 2.1 Üzerinde çalışma yapılan akışkan çiftleri (Çelik, 2007)

Soğutucu Akışkan	Absorbent
Amonyak	Kalsiyumklorür (CaCl_2)
Amonyak	Stronsiyumklorür (SrCl_2)
Amonyak	Heptanol
Amonyak	Trietanol amin
Amonyak	Gliserol
Amonyak	Silikon yağ
Amonyak	Lidyum nitrat (LiNO_3)
Amonyak	Lidyum bromid (LiBr_2)
Amonyak	Çinko bromid (ZnBr)
Amonyak	Sodyumtiosiyanat (NaSCN)
Amonyak	Lidyumtiosiyanat (LiSCN)
Amonyak	N Metil 2 pirrolidon (NMP)
Amonyak	Metil ϵ kaprolactan (MCL)
Amonyak	Dimetil metil fosfonat (DMMP)
Amonyak	Tetraetilen glikol dimetil eter (DMETEG)
Amonyak	Dimetil formamid (DMF)
Su	Lidyum bromür (LiBr)
Metil amin	Su
Metil klorid	Tetraetil glikol
R 12	Dimetilasitamid
R 12	Siklohexanon
R 21	Dimetil etil ester
R 22	Dimetil formamid
R 22	Siklohexanon
R 22	Dimetil asit amid

Soğutucu absorban çiftini oluşturan maddeler absorpsiyonlu soğutma için gerekli özelliklerin hemen hepsini taşımaktadır. Bunlar arasında en önemlileri:

- Katı faz olmaması: Soğutucu-absorbent çifti belli bir bileşim ve sıcaklık bölgesinin üzerinde katı faz oluşturmamalıdır. Katı oluşumu akışı durdurup cihazın kapanmasına neden olur.
- Uçuculuk oranı: Soğutucu-absorbent çiftinin birbirinden kolayca ayrılabilmesi için, soğutucunun absorbentten çok daha uçucu olması gerekir. Aksi halde ayırma maliyeti ve ısı ihtiyacı artar.
- Kimyasal çekicilik: Absorpsiyonun olduğu şartlarda absorbanın soğutucuya karşı güçlü bir ilgisi olması gerekir.
- Basınç: İşletme basınçlarının (geniş olarak soğutucunun fiziksel özellikleri ile belirlenir) orta seviyede olması istenir. Yüksek basınçlar ekipmanların kalın cidarları olmasını gerektirir.

Düşük basınçlar (vakum) ise büyük hacimli ekipman ve soğutucu buharı akışının basınç düşüşünü azaltmak için özel araçlar kullanmayı gerektirir.

- Kararlılık: Mutlak kimyasal kararlılığa ihtiyaç vardır. Çünkü akışkanlar uzun yıllar çalışma esnasında çok zor şartlara maruz kalacaklardır. Kararsızlık istenmeyen bir gazın, katının veya korozif bir maddenin oluşmasına neden olur.
- Korozyon: Gerek akışkanlar gerekse kararsızlıktan dolayı ortaya çıkan maddeler yapı elemanlarında korozyona neden olmazlar. Çünkü genellikle korozyon geciktiriciler kullanılır.
- Güvenlik: Sistem, yerleşim birimlerinde kullanılacak ise akışkanlar zehirli ve yanıcı olmamalıdır. Bu açıdan endüstriyel soğutma prosesleri daha az kritiktir.
- Viskozite: Isı ve kütle transferini arttırmak ve kısmen pompalama problemlerini azaltmak için akışkanların düşük viskoziteli olması istenir.
- Gizli ısı: Soğutucu akışkan ve absorbentin dolaşım hızının minimumda tutulabilmesi için soğutucu akışkanın gizli ısısının yüksek olması gerekir.

Tüm istenilenleri karşılayan bir soğutucu-absorbent çifti mevcut değildir. H_2O-NH_3 ve $LiBr-H_2O$ çiftleri en uygun olanlarıdır. Bunlar geniş ticari kullanım alanı bulunan çiftlerdir. (Alefeld ve Ziegler, 1985)

2.2.1 Su/Lityum Bromürlü Sistemler

Su-lityum bromür yüzlerce akışkan arasında en iyi seçeneklerden biridir. Birçok uygulamada tercih edilmesine rağmen tercihe bağlı olarak anlaşılması gereken birçok sınırlaması vardır.

Su/lityum bromür kullanılan sistemler 1950 yılından beri yaygın olarak kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan su olup bu yüzden de soğutma sıcaklığı $0^\circ C$ 'nin üzerindedir. Büyük binaların iklimlendirme gereksinimlerinin karşılanması üzere çiller gibi tasarlanmışlardır. 50 kW'dan 5000 kW'a kadar kapasitelerde mevcuttur.

Bu makinelerin performans katsayısı çevrimin yapısına bağlı olarak 0,7 ile 1,2 arasında değişir. Buhar sıkıştırırmalı sistemler ile arasındaki teknolojik rekabet, güçlü şekilde ekonomik faktörlere bağlıdır. (Herold vd., 1996)

Su-lityum bromür absorpsiyonlu sistemleri son zamanlarda iklimlendirme uygulamalarında oldukça sıklıkla kullanılan bir sistem olmuştur. Su-lityum bromür bileşiminde; su soğutkan, lityum bromür absorbenttir. Lityum bromür normalde katı halde olmasına rağmen su ile karşılaştırıldığında sıvı bir eriyik haline gelir. (Şencan, 1999)

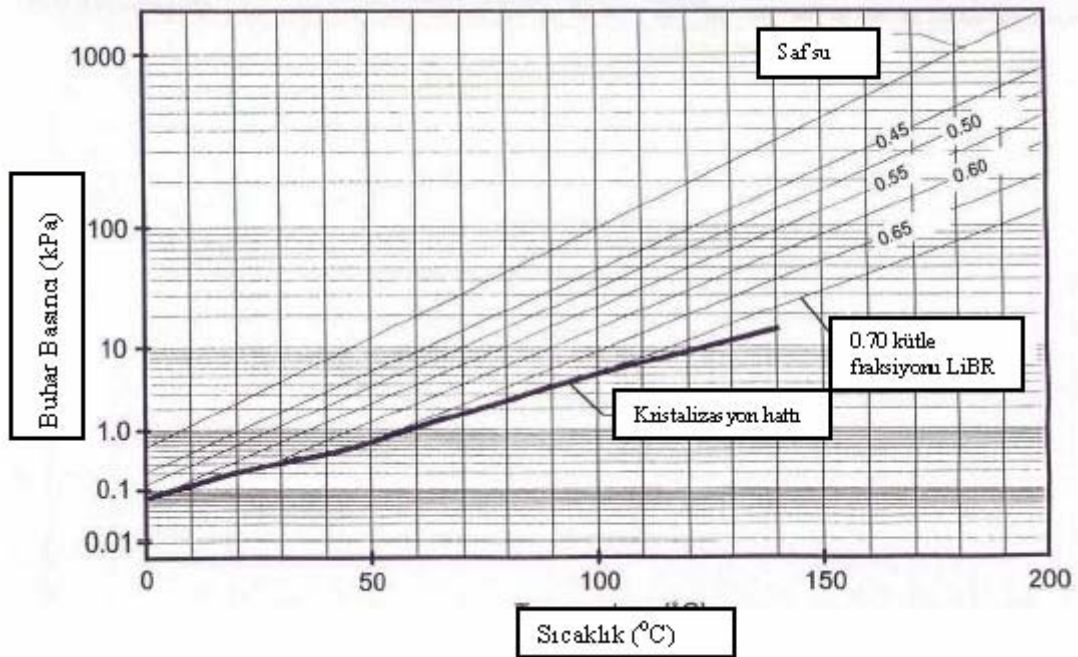
Şekil 2.1’de makine bileşenlerinin konumları basınç-sıcaklık diyagramındaki bağıl-sıcaklık, basınç ve kütle kesri konumlarına uygun olarak gösterilmiştir. Makine, çevreyle ısı alışverişinde bulunan dört bileşenden ve iki akış kısıtlayıcısı ve pompadan oluşmaktadır. Buna ilave olarak bağlantı boruları da tasarım için önemlidir.

Sulu lityum bromürde de olduğu gibi tuz çözeltisinin doğası gereği, tuzun kütlesek kesri çözünürlük sınırını aştığında tuz bileşeni çöker. Çözünürlük sınırı kütlesek kesir ve sıcaklığın güçlü, basıncın zayıf bir fonksiyonudur.

Katı çökelti boru bağlantılarını tıkağa eğilimindedir ve koşulları elverdiğinde akış sistemini tamamen tıkar ve akışı durdurur.

Akış durduğunda, boruların soğumasıyla içerlerindeki ıslak katı daha da fazla katılaşır. Kristalizasyon yüzünden kapanmadan önce tipi olarak yüzen katılar görülür. Eğer sistemde filtre kullanılıyorsa, yüzen katıların gözlenmesi, yakın gerçekleşecek bir kapanmanın göstergesidir.

Akışın durması, sıcaklığın göreceli olarak düşük ve kütlesek kesrin (absorbent madde olan litrum bromürün kütlesek kesri) yüksek olduğu çözelti ısı değiştirici çıkışında meydana gelme eğilimindedir. Bunu önlemenin en basit yolu absorber sıcaklığını yeteri kadar düşük tutmaktır. Böylelikle daha düşük çözelti konsantrasyonları elde edilerek kristalizasyon sınırından uzak durulmuş olur. (Herold vd., 1996) (Şekil 3.17)



Şekil 2.17 H₂O-LiBr için basınç-sıcaklık diyagramı (Herold vd., 1996)

Çözeltilinin kristalizasyon karakteristiği, hava soğutmalı lityum bromürlü cihazların üretilmesi için temel engeldir. Hava soğutmalı absorberler daha yüksek sıcaklıklarda çalıştıklarından özellikle sıcak iklimlerde zor tasarım problemleri doğururlar.

Su soğutmalı sistemler genellikle, kristalizasyon problemi olmadan yıl boyu çalışabilirler. Üreticiler muhtemel bir kristalizasyon sorununu önlemek için muhtelif tedbirler alırlar.

Çözünmemiş oksijen ve sulu lityum bromür varlığı, karbon çeliğini ve bakırı da içeren birçok metal türü için yüksek derece saldırgandır. Bununla birlikte absorpsiyonlu makinenin içindeki hermetik çevrede çok az oksijen vardır ve korozyon oranı çok azdır. Tipik bir tek etkili uygulamadaki sıcaklık aralığında karbon çeliği ve bakır tercih edilen malzemelerdir.

Çift etkili makinelerdeki yüksek sıcaklık uygulamalarında uzun ömrün sağlanması için özel malzemeler gerekir. Bakır-nikel alaşımlar yüksek sıcaklıklarda korozyona karşı bakardan daha iyi dayanım gösterir.

Korozyonu önlemek için alınacak birincil önlemler pH kontrolü ve korozyon önleyici katkı maddeleridir. (Herold vd., 1996)

LiBr-H₂O akışkan çiftinin rakiplerine göre birçok avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır.

Karabulut (2005) 'a göre bu avantaj ve dezavantajları kısaca sıralamak gerekirse:

Avantajları:

- Absorbent olarak kullanılan LiBr uçucu olmadığından çalışma akışkanının zenginleştirilmesine gerek yoktur.
- Soğutucu akışkan olarak yüksek buharlaşma ısısına sahip su kullanılır.
- Bu sistemler basittir ve düşük pompalama gücü gerektiren düşük basınçlarda ve yüksek performansla çalışırlar.
- Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı arasına genişleme valfi koyulmadan yükseklik farkı ve uygun konstrüksiyondaki boru kayıplarıyla basınç düşümü sağlanabilir.
- Akışkan çifti toksik ve yanıcı değildir.
- Akışkan çifti yüksek kimyasal kararlılık ve yüksek gizli ısı avantajlarına sahiptir.

Dezavantajları:

- Akışkan çiftinin en temel problemi katı oluşum ihtimalidir. Soğutucu akışkan 0°C'de donduğundan bu çift düşük sıcaklıklara soğutma işlemlerinde kullanılamaz. Minimum buharlaştırıcı sıcaklığı 3°C olmalıdır.

- Sistem sadece iklimlendirme uygulamalarında kullanılır.
- Yüksek sıcaklıktaki kuvvetli eriyik soğutulduğunda kristalleşir. Kristalleşme sonucunda ortaya çıkan karışım sulu çamur kıvamında koyu bir yapıdır. Pompalar bu karışıma hareket veremediği için soğutma işlemi durur.
- Sistem yüksek basınç altında çalıştığından sızdırmaz üretilmesi gerekir.
- Çözelti korozif yapıya sahiptir.
- Sistem için su soğutmalı bir yoğuşturucu gerekir.
- LiBr eriyiğinin yüksek viskozitesi de bir dezavantajdır.

2.2.2 Amonyak/Sulu Sistemler

İlk bakışta, su/lityum bromürlü sistemlere çok benzerdirler. Ancak yine de önemli ölçüde bazı mühim ayrıntıları vardır. Bunlar tümüyle akışkan özelliklerinin sonuçlarıdır.

Amonyak/sulu Çillerler 1800'lü yılların sonundan, buhar sıkıştırılmalı sisteme geçene dek buz üretimi amacıyla kullanılmıştır. Burada, soğutkan amonyaktır. Suyun rolü, amonyak/sulu ve su/lityum bromürlü sistemlerde farklıdır. Amonyaklı sistemin avantajlarında biri, soğutkan olarak amonyağın oldukça düşük soğutma sıcaklıklarını mümkün kılmasıdır. Bununla birlikte zehirli olması kullanımını kısıtlar, iyi havalandırılan yerlerde kurulması gerekir. Bu sistemlerin performans katsayıları 0,5 civarındadır.

Su-lityum bromür kullanan sistemlere kıyasla amonyak-su kullanan sistemlerin yüksek buhar basıncı göreceli olarak daha küçük çaplı borular ve ısı değiştiricilerinin kullanılmasını mümkün kılar.

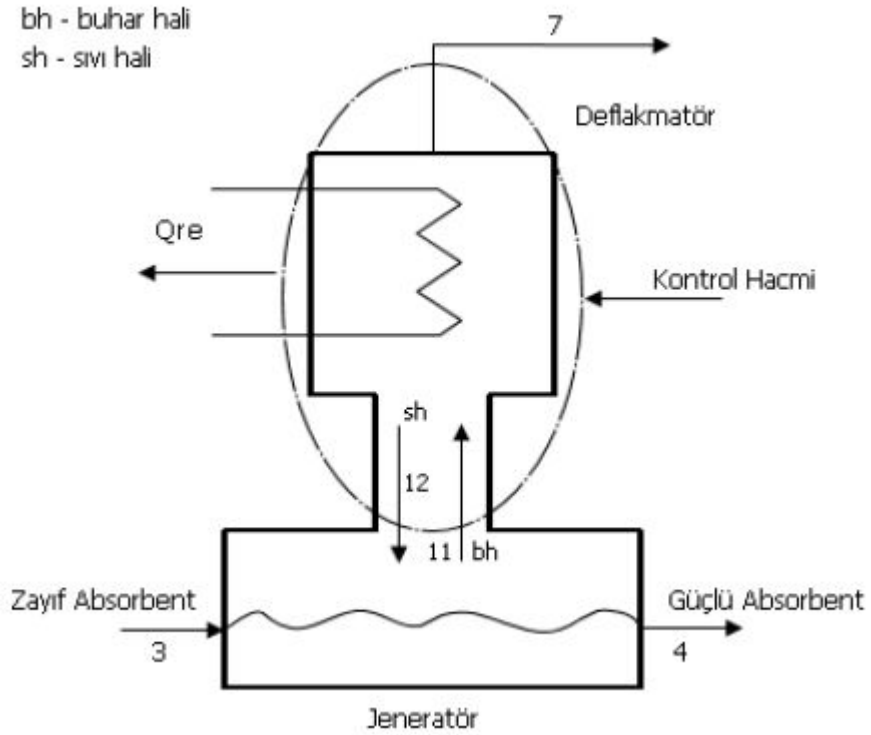
İkinci en önemli farklılık absorptendir. Absorbentin (su) buhar basıncı amonyağa kıyasla ihmal edilebilir değildir. Sonuç olarak jeneratörde üretilen buhar belli miktarda su içerir. Kütle kesri, jeneratördeki sıvı çözeltinin kütle kesrine ve jeneratör tasarımına bağlıdır.

Jeneratör buharındaki su içeriği sistem performansına zararlı etkide bulunur. Su, evaporatörde birikmeye meyilli olup herhangi bir önlem alınmadığı durumda evaporatör sıcaklığı, suyu buharlaştırmak amacıyla önemli ölçüde artar. Suyun birikimi evaporatör basıncının düşmesine dolayısıyla da absorber koşullarına etki eder. Su, evaporatörde biriktiğinde uygulamadaki evaporatör sıcaklığını sabit tutmak için basınç düşer.

Buhardaki su içeriğini azaltmanın bir yolu rektifikasyon kolonu veya deflakmatör kullanmaktır.

Deflakmatörde buhar, küçük bir miktarı yoğunlaşacak şekilde soğutulur. Oluşan yoğunlaşma sıvısı, kondensere gitmekte olan yüksek konsantrasyonlu amonyak buharıyla ilgili önemli miktardaki suyu bünyesinde tutar. (Şekil 2.18)

Saflaştırma için buhar, çig noktasının altında bir sıcaklığa soğuşturulmuş yüzey ile temasa geçirilir. Temas sonucu buharın bir kısmı yoğunlaşır. Bu kısım su bakımından zengindir ve deflakmatörden jeneratöre döner. (Herold vd., 1996)

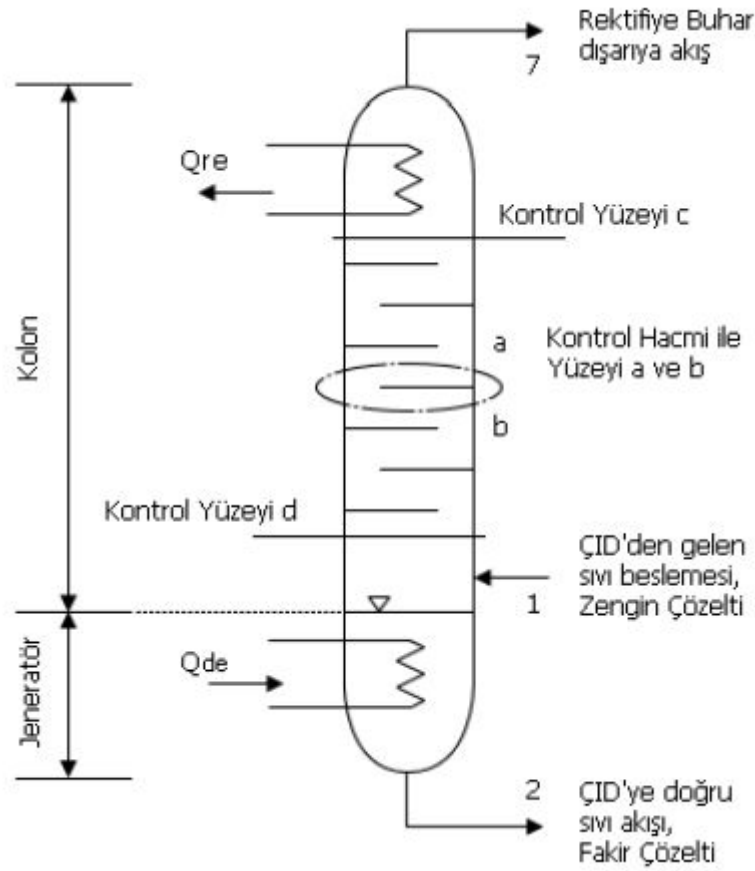


Şekil 2.18 Deflakmatör

Deflakmatör istenen saflıkta buhar sağlamadığında veya dışarıya atılan ısı jeneratör ısısına kıyasla artmaya başladığında en iyi seçenek rektifikasyon kolonu kullanmaktır. Şekil 2.19'da jeneratör ile kombine edilmiş rektifikasyon kolonu gösterilmektedir. 1 noktası, jeneratöre giren soğutkanca zengin sıvı amonyak/su çözeltisini göstermektedir. Burada, buhar üretmek için ısı ilave edilir. Kalan soğutkanca fakir çözelti 2 noktasında jeneratörü terk eder. Oluşan buhar, kolunun tepesinden aşağı doğru akmakta olan sıvı çözeltiye karşı akışlı olarak kolunun yukarısına doğru yükselir. Bu sırada buhar ile sıvı akışı arasında ısı ve kütle alışverişi sağlanmış olur. Buhar, sıvı akışına karşıt yönde ilerler. Sıvı oluşumu deflakmatörde olduğu gibidir ve kolunun tepesinde gerçekleşir. Burada buhar, az bir miktarda soğutulur ve küçük bir kısmı yoğunlaşarak jeneratöre döner. Bu yoğunlaşan, buhara kıyasla daha yüksek

konsantrasyonda suya sahiptir. Bununla birlikte amonyak içeriği 1 noktasındaki sıvı çözültiden çok daha fazladır.

Isı ve kütle transferi prosesini geliştirmek için dolgu maddesi veya levha grubu kullanılır ki buhar ile sıvı arasındaki temas süresi ve karışım oranı artsın. Böylelikle, buhar yükselirken sıcaklığı ve su miktarı azalmış olur. Buharın su içeren kısmı o sırada kolonun tepesinden jeneratöre doğru akmakta olan yoğuşkana transfer olurken yoğuşum ısıyı açığa çıkar. Bu ısı yoğuşkanın belli bir miktarının buharlaşmasında kullanılır ki aslında buharlaşan saf amonyaktır. Sıvı akışkanın (yoğuşkan) sıcaklığı kolonun aşağısına doğru indikçe artar.



Şekil 2.19 Rektifikasyon kolonu

Amonyak, bakır için çok iyi bir çözücüdür. Bu yüzden bakır veya bakır içeren malzeme kullanımı imkansızdır. Amonyak/sulu sistemlerin yapımı için genel malzeme çelik veya paslanmaz çeliktir. Çelik malzeme tercih edildiğin tüm uygulamalar için korozyon önleyiciler gereklidir. (Herold vd., 1996)

Karabulut (2005)'a göre $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çiftinin avantaj ve dezavantajları:

Avantajları:

- Akışkan çifti iyi bir karışım oluşturma özelliğindedir.
- Molekül ağırlığı düşüktür, böylece soğutucunun buharlaşma ısısı yüksektir.
- Akışkan çifti ucuz ve kimyasal olarak kararlıdır.
- Amonyakın donma sıcaklığı düşük olduğundan gıdaların aşırı soğutmasında kullanılabilir.
- Amonyakın kritik basıncı ve sıcaklığı yüksektir.
- Akışkan çifti kolay elde edilir.

Dezavantajları:

- Absorbent soğutucu akışkanla birlikte buharlaştığından zenginleştirme kolonuna ihtiyaç duyulur.
- Amonyak toksik ve yanıcı özelliktedir. Toksik özelliğinden dolayı makine tecrit edilmelidir.
- İş akışkanının absorber basıncından jeneratöre basıncına pompalanması gerekir.

2.2.3 Amonyak/Su ve Su/Lityum Bromür Sistemlerinin Kıyaslanması

Tek basamaklı amonyak/sulu sistemlerin performansı, su/lityum bromürlü sistemlerin performansı kıyaslandığında aynı uygulama için su/lityum bromürlü sistemin daha verimli olduğu görülür. Sebebi akışkan özelliklerinde gizlidir.

Amonyak/sulu sistemler genellikle su/tuz sisteminde gerekmeyen rektifikasyonu gerektirir. Dahası amonyak/su çözeltisinin özgül ısısı su/tuz sisteminin yaklaşık iki katıdır. Bu yüzden herhangi bir çözelti ısı değiştirici verimsizliği amonyak/sulu sistemde büyük olumsuzluklara sebep olur. Ayrıca jeneratörde de dezavantaj oluşturur. Kalan sıvının sadece ısısının yükselmesi için gereken ısı miktarı amonyak/sulu sistemde daha büyüktür. Son olarak amonyakın gizli ısısı, suyun gizli ısısının yarısıdır. Aynı soğutma kapasitesi için amonyak/sulu sistem su/tuzlu sistemden daha yüksek çözelti akış oranı gerektirir. (Herold vd., 1996)

Çizelge 2.2 Akışkan özellikleri (Herold vd., 1996)

Özellik	Amonyak / Su	Su / Lityum Bromür
<i>Soğutucu</i>		
Yüksek gizli Isı	İyi	Mükemmel
Buhar basıncı	Çok yüksek	Çok düşük
Düşük doyma sıcaklığı	Mükemmel	Sınırlı uygulama
Düşük viskozite	İyi	İyi
<i>Absorbent</i>		
Düşük buhar basıncı	Zayıf	Mükemmel
Düşük viskozite	İyi	İyi
<i>Karışım</i>		
Katı faz yok	Mükemmel	Sınırlı uygulama
Düşük zehirlilik	Zayıf	İyi
Soğutucu ile absorber arasında yüksek çekicilik	İyi	İyi

2.3 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerine Ait Temel Elemanlar

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan temel elemanlar ve özellikleri aşağıdaki gibidir:

2.3.1 Jeneratör (Kaynatıcı)

Sistemin sürekli olarak çalışabilmesi için soğutucu akışkanın tekrar kullanılması gerekir. Bunu sağlamak için de jeneratör kullanılır. (Karabulut, 2005)

İç içe geçmiş iki borudan oluşmaktadır. İç kısmındaki boru içerisinde çözelti karışımı bulunmaktadır. (Babadağlı, 2005)

Dış kısımda ise genellikle ısı kaynağı bulunur. Bu kaynak genellikle buhar veya serpantinlerde dolaştırılan sıcak sudur. Sıcak yanmak gazları da kullanılabilir ancak bunun için özel ekipmanlar kullanılması gerekir.

Bu elemanda eriyiğe ısı kaynağından ısı verilir ve sonuçta soğutucu akışkanın kaynarak ayrılması sağlanır. Daha sonra oluşan kuvvetli eriyik absorbere döner. (Karabulut, 2005)

Jeneratörde, karışıma ısı geçtiği gibi, çevreyede bir miktar ısı geçişi olmaktadır. Ancak çevreye olan bu ısı geçişi genellikle ihmal edilir. (Babadağlı, 2005)

2.3.2 Kondenser (Yoğuşturucu)

Soğutucu akışkanın ısı vererek tekrar sıvı hale getirildiği ve sıcaklığının düşürüldüğü elemandır. Soğutucu akışkan burada tüm bu işlemlerden geçirilerek genleşme valfinden geçtikten sonra ortamdaki ısı çekerek asıl görevini yerine getireceği evaporatöre gönderilecektir.

Kondenserdeki boru demetinde soğuk su dolaşır. Su sıcaklığı akışkan buharın kondenser basıncındaki yoğuşma sıcaklığından düşüktür. Böylece soğutucu akışkan buharı yoğuşma gizli ısıyı bırakır ve sıvı hale gelerek kondenser tabanında birikir. (Karabulut, 2005)

2.3.3 Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Sıvı haldeki soğutucu akışkanın buharlaştırıldığı boru demetidir. Evaporatördeki düşük basınç sebebiyle sıvı haldeki soğutucu, çevresinden ısı alarak gaz haline geçer. Evaporatördeki basınç bir genleşme valfi ile kontrol altında tutulur. (Babadağlı, 2005)

Absorbsiyonlu sistemlerde evaporatörde soğutucu akışkan vardır. Absorber ve evaporatör buharın aralarında rahatça akabilmesi için bağlantılıdır. Evaporatör içerisindeki soğutucu akışkan gaz fazına geçer. Buharlaşma gizli ısıyı etkisi ile buharlaşmamış olan soğutucu akışkan soğur. Böylece soğutma gerçekleşmiş olur. Oluşan buhar iki kaptaki boşlukları doldurur.

Evaporatörde basınç oldukça düşük olduğundan bileşenlerin oldukça sızdırmaz olması gerekir. Çünkü soğutucu akışkanın borular ve serpantinler etrafında haricen dolaşması istenmez. Dolayısı ile soğutucu akışkan evaporatördeki boru demeti içerisinde dolaştırılan suyu soğutma için kullanılır. Soğuk su ise soğutma yükünün olduğu ortamda dolaşım yapar. (Karabulut, 2005)

2.3.4 Absorber

Absorbent'in soğutucu akışkan'da çözünmesini sağlayan ünedir. Absorbsiyon sistemini diğerlerinden sistemlerden mekanik olarak farklılaştıran elemandır.

Absorber, evaporatöre bitişiktir ve kuvvetli eriyik içerir. Absorbere dolan buhar kuvvetli absorbent eriyiğin yüzeyi ile temas edecek ve absorbe olacaktır. Bu da ortamdaki basıncı düşürür. Buharlaşan soğutucu akışkan yüzeyinden absorbere doğru buhar akışını arttıran bir basınç farkı oluşur. (Machielsen, 1990)

2.3.5 Çözelti Pompası

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde atık enerji kullanıldığından sisteme enerji veren kompresör gibi herhangi bir eleman bulunmamaktadır. Sisteme sadece sistem içindeki dolaşımı sağlamak aracılığıyla bir pompa aracılığıyla çok düşük bir iş harcanır. Bu pompa absorberden çıkan çözeltinin basıncını arttırarak jeneratöre pompalanmasını sağlar.

2.3.6 Eriyik Isı Değiştirici

Absorberde bulunan zengin karışım, devreyi tamamlamak için bir pompa ile tekrar jeneratöre gönderilir. Jeneratörden de sürekli olarak absorbere fakir karışım döner. Jeneratör absorbere gitmekte olan fakir karışım sıcaklığı fazladır. Eşanjörle giden-gelen bu iki karışım arasında ısı alışverişi yaptırılır. Absorberden gelen sıvı halde soğutucu akışkanın ısısı, jeneratörden dönen akışkanın ısısını alır. (Acar vd., 1997)

2.3.7 Ayırıcı

Özellikle $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ gibi absorbentin (su) buhar basıncının soğutucu akışkana (amonyağa) oranla ihmal edilebilir olmadığı durumlarda jeneratörde üretilen buhar belli miktarda absorbent (su) içerir. Bu istenmeyen durumu ortadan kaldırmak için jeneratörden hemen sonra bir ayırıcı eleman konması gerekir. Bu görevi yerine getirmek üzere deflakmatör veya rektifikasyon kolonu kullanılmalıdır. Bu iki elemandan daha önce 2.2.2 başlık altında detaylı olarak bahsedilmişti.

2.3.8 Genleşme Valfi

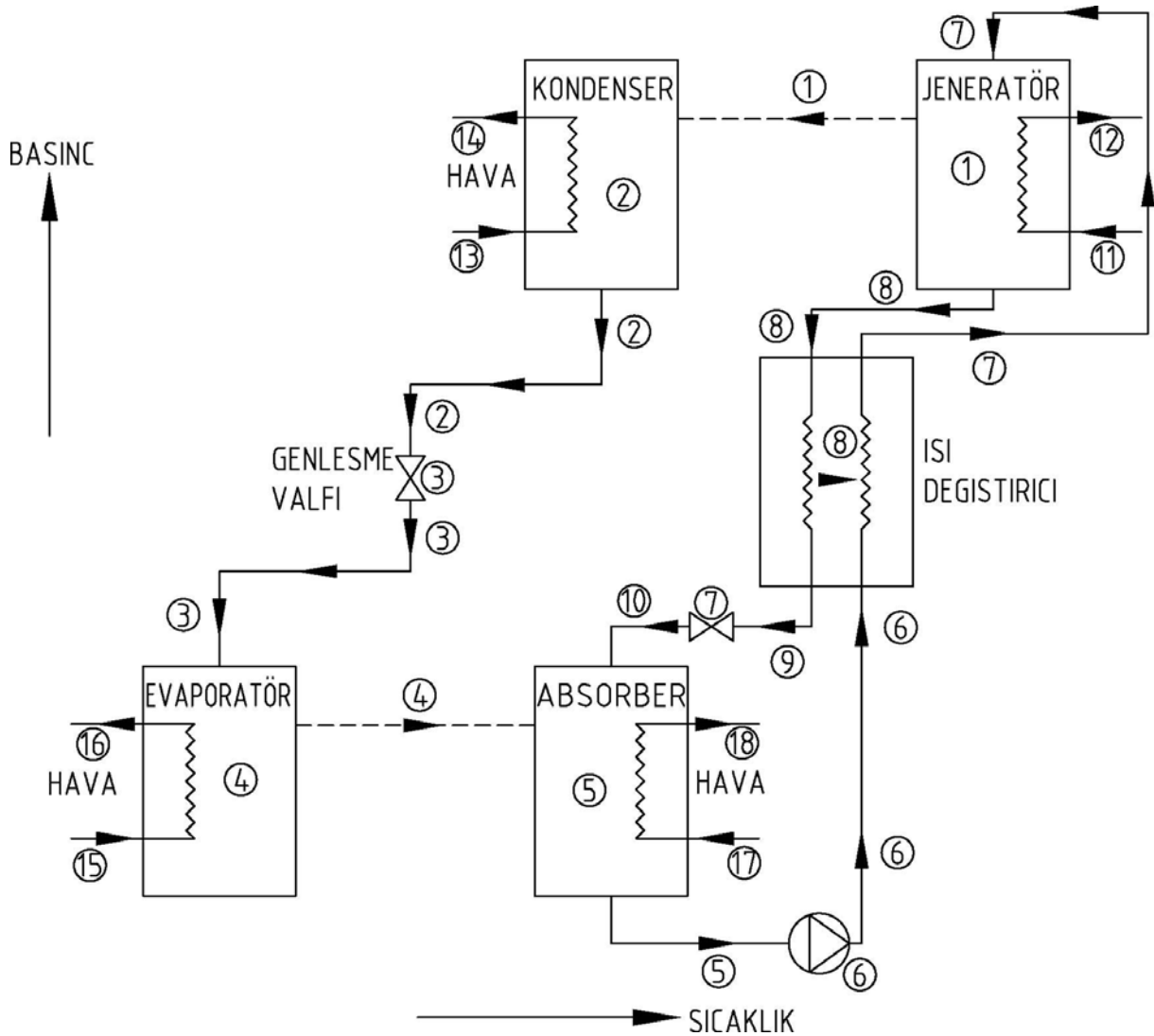
Genleşme valfleri soğutucu akışkanın akışını kısarak basıncını değiştirmektedir. Yoğuşturucudan gelen yüksek basınç ve sıcaklıktaki aşırı yoğuşturulmuş sıvı soğutkanın, basıncını ve sıcaklığını düşürerek buharlaşma basıncına getirmek için kullanılmaktadır.

Soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı doyma basıncına bağlıdır. Buharlaşma sıcaklığı evaporatör basıncına göre değişir. Soğutma uygulamalarında ihtiyaç duyulan sıcaklık değerlerine inmek için basınç yeterince düşük olmalıdır. (Karabulut, 2005) Bu basınçta genleşme valfi ile sağlanır.

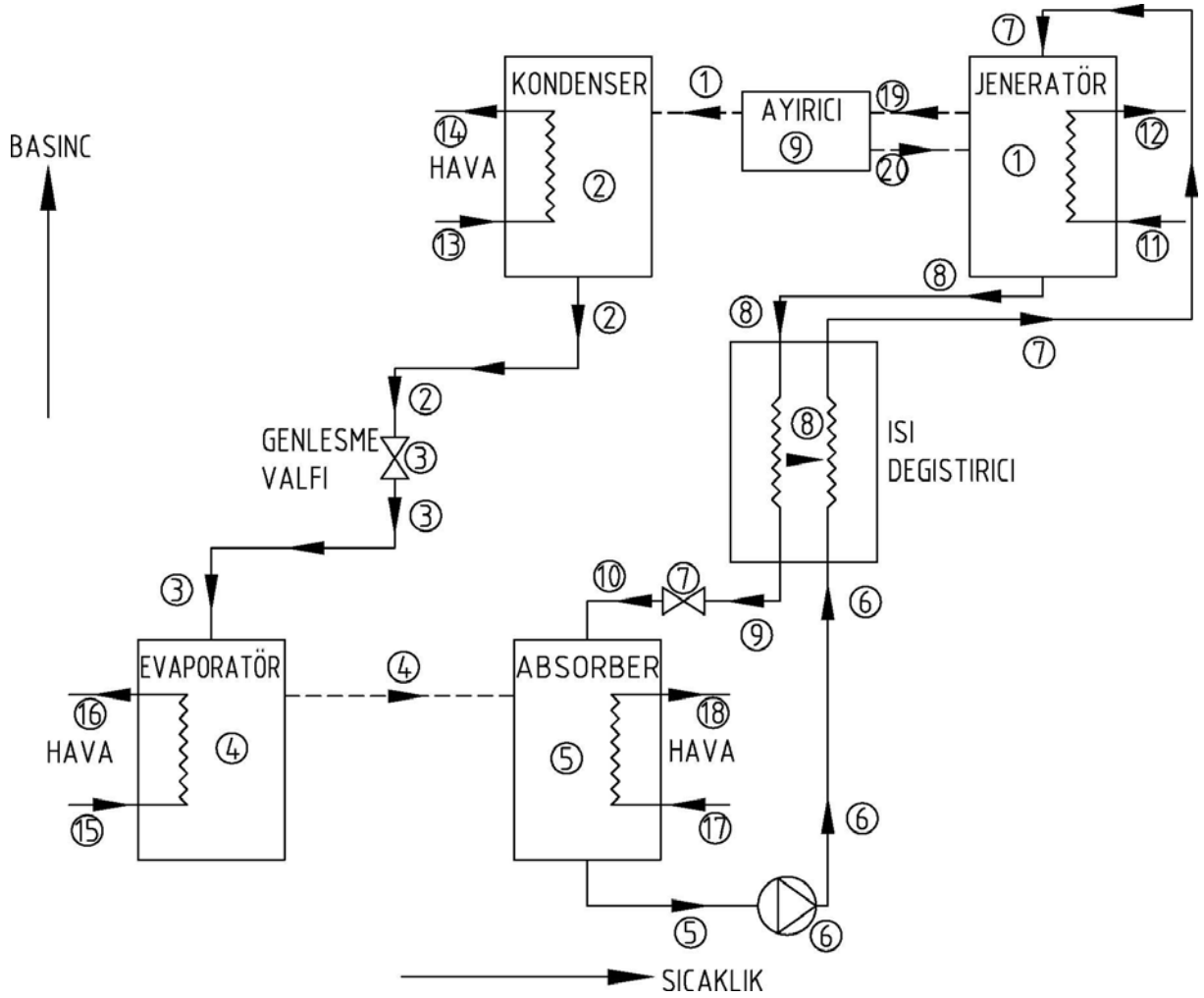
3. TEK ETKİLİ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Çalışmanın bu bölümünde LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O akışkan çiftlerinin kullanıldığı iki farklı tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji analizi yapılmıştır. Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de bu sistemlerin şematik çizimleri görülebilir.

Yapılan ekserji analizinin sonunda Üst vd.’nin (2011) çalışmasında tanımladığı EPC (ekserjistik performans katsayısı) çeşitli değişken parametreler çerçevesinde incelenerek sistemin genel ekserjistik performansı analiz edilmiştir.



Şekil 3.1 Ekserji analizinde kullanılan tek etkili LiBr-H₂O absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi



Şekil 3.2 Ekserji analizinde kullanılan tek etkili NH₃-H₂O absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi

Sistemlerin analizi sırasında aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

1. Akışın sürekli ve debinin sabit olduğu kabul edilmiştir.
2. Sistemdeki basınç ve sürtünme kayıpları ihmal edilmiştir.
3. Sistem ve çevre arasındaki ısı transferinden kaynaklanan ısı kayıp ve kazançları ihmal edilmiştir.

3.1 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Enerji Analizi

Sistemin ekserji analizinin tamamlanması için öncelikle tüm noktalardaki entalpi ve entropi değerlerine ulaşmak gereklidir. Bu nedenle her iki sistemin genel termodinamik analizi (birinci kanun analizi) yapılmıştır. Bu başlık altında yapılan kabuller ile her iki sistemin her bir elemanın genel termodinamik analizine değinilecektir.

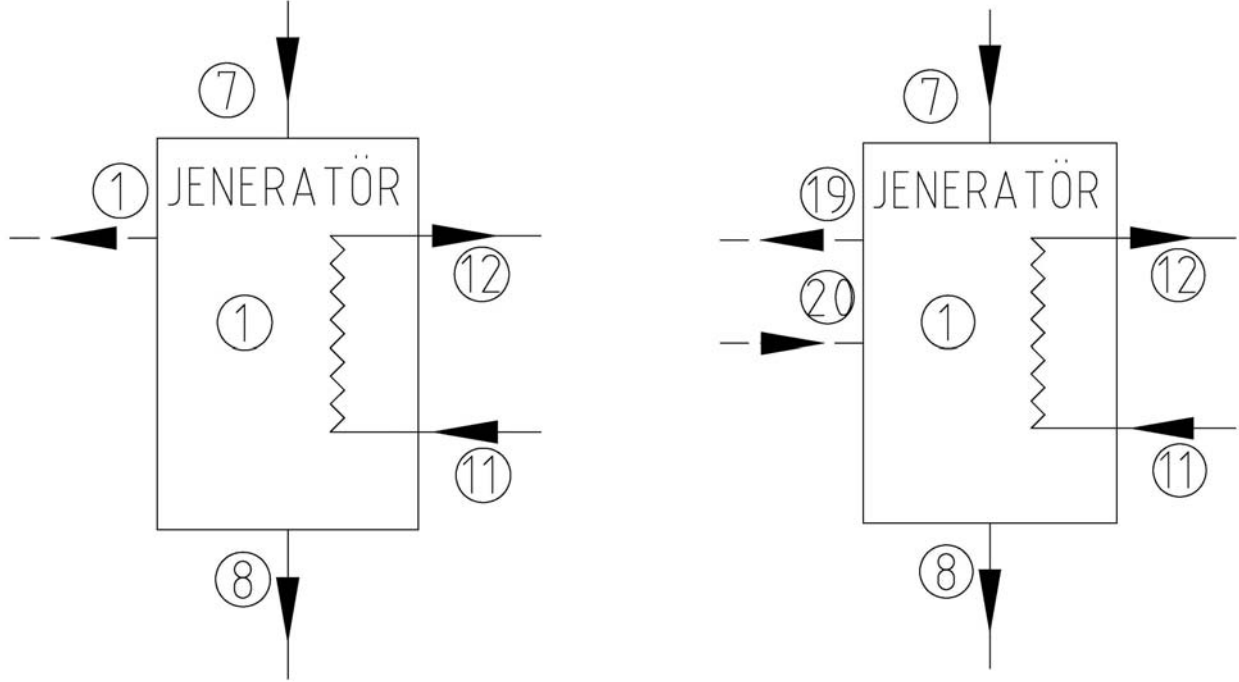
Buna göre kütle korunumu ilkesinden;

$$\sum m_g = \sum m_{\check{c}} \quad (3.1)$$

Enerjinin korunumu ilkesinden;

$$Q-W = \sum m_g h_g - \sum m_{\check{c}} h_{\check{c}} \quad (3.2)$$

3.1.1 Jeneratör



Şekil 3.3 1 numaralı eleman olan jeneratörün solda LiBr-H₂O, sağda NH₃-H₂O kullanılan sistem için kütle akış şeması

LiBr-H₂O kullanılan sistem için;

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_1 \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_1 x_1 \quad (3.4)$$

$$x_1 = 0 \quad (3.5)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (3.6)$$

$$\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{12} h_{12} \quad (3.7)$$

NH₃-H₂O kullanılan sistem için;

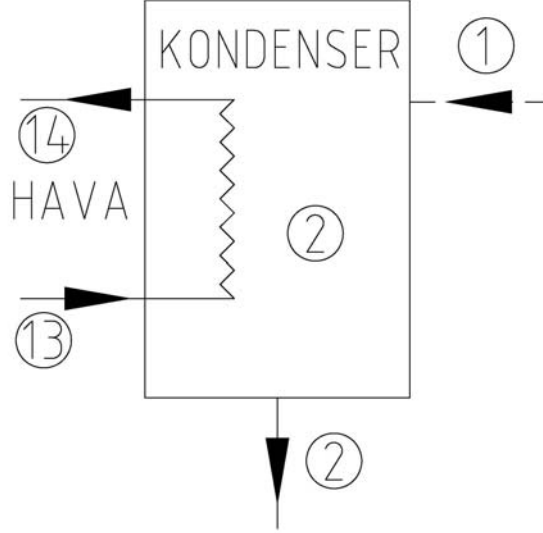
$$\dot{m}_7 + \dot{m}_{20} = \dot{m}_8 + \dot{m}_{19} \quad (3.8)$$

$$\dot{m}_7 x_7 + \dot{m}_{20} x_{20} = \dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_{19} x_{19} \quad (3.9)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (3.10)$$

$$\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{20} h_{20} = \dot{m}_{19} h_{19} + \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{12} h_{12} \quad (3.11)$$

3.1.2 Kondenser



Şekil 3.4 2 numaralı eleman olan kondenser için kütle akış şeması

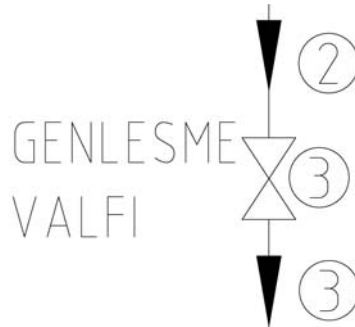
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.12)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (3.13)$$

$$x_1 = x_2 \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{13} h_{13} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_{14} h_{14} \quad (3.15)$$

3.1.3 Genleşme Valfi



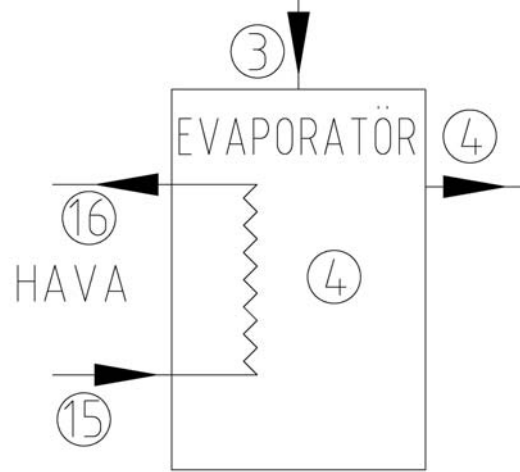
Şekil 3.5 3 numaralı eleman olan genleşme valfi için kütle akış şeması

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (3.16)$$

$$h_2 = h_3 \quad (3.17)$$

$$x_2 = x_3 \quad (3.18)$$

3.1.4 Evaporatör



Şekil 3.6 4 numaralı eleman olan evaporatör için kütle akış şeması

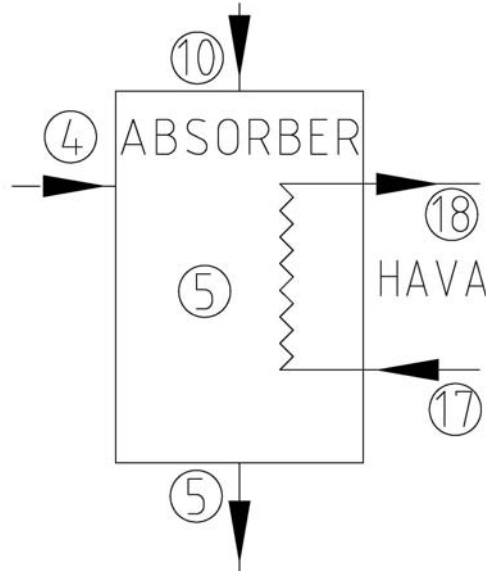
$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (3.19)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (3.20)$$

$$x_3 = x_4 \quad (3.21)$$

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{15} h_{15} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{16} h_{16} \quad (3.22)$$

3.1.5 Absorber



Şekil 3.7 5 numaralı eleman olan absorber için kütle akış şeması

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10} \quad (3.23)$$

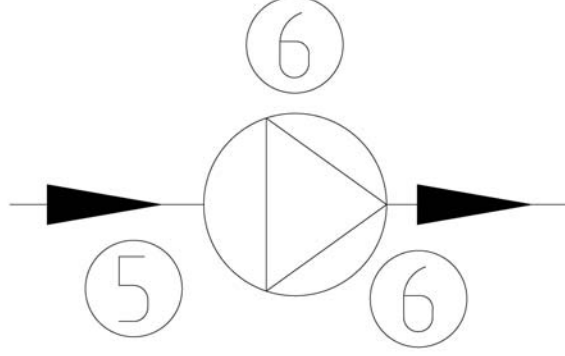
$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (3.24)$$

$$x_5 = x_7 \quad (3.25)$$

$$x_{10} = x_8 \quad (3.26)$$

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{17} h_{17} = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{18} h_{18} \quad (3.27)$$

3.1.6 Eriyik Pompası



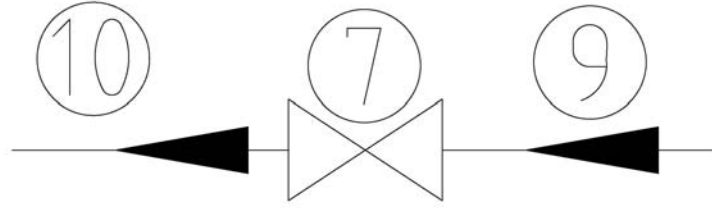
Şekil 3.8 6 numaralı eleman olan eriyik pompası için kütle akış şeması

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 \quad (3.28)$$

$$x_5 = x_6 \quad (3.29)$$

$$\dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{Q}_{\text{pompa}} \quad (3.30)$$

3.1.7 Genleşme Valfi



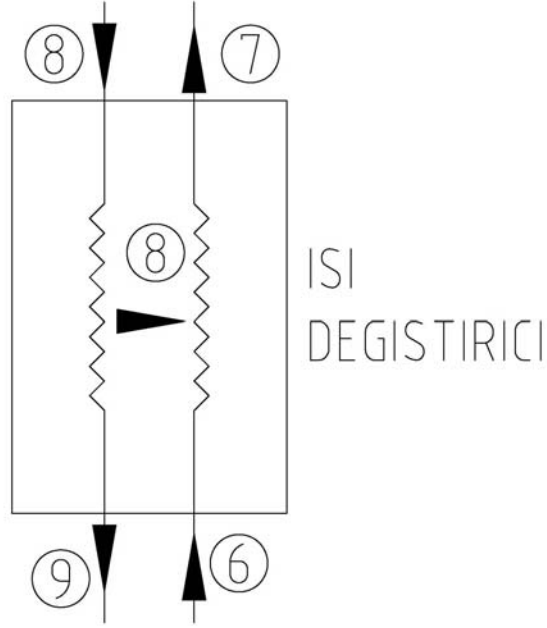
Şekil 3.9 7 numaralı eleman olan genleşme valfi için kütle akış şeması

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (3.31)$$

$$h_9 = h_{10} \quad (3.32)$$

$$x_9 = x_{10} \quad (3.33)$$

3.1.8. Isı Değiştirici



Şekil 3.10 8 numaralı eleman olan ısı değiştirici için kütle akış şeması

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_8 \quad (3.34)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (3.35)$$

$$x_9 = x_8 \quad (3.36)$$

$$x_6 = x_7 \quad (3.37)$$

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9 \quad (3.38)$$

3.1.9 Ayırıcı

Bu eleman sadece NH₃-H₂O kullanılan sistem için kullanılmaktadır.



Şekil 3.11 9 numaralı eleman olan ayırıcı için kütle akış şeması

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{20} \quad (3.39)$$

$$\dot{m}_{19} x_{19} = \dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_{20} x_{20} \quad (3.40)$$

$$\dot{m}_{19} h_{19} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{20} h_{20} + \dot{Q}_{pompa} \quad (3.41)$$

3.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Ekserji Analizi

Termodinamiğin birinci yasasına dayanan klasik enerji analizleri temelde enerjinin miktarını değerlendirir. Termodinamiğin ikinci yasasına dayanan ekserji analizleri ise enerjinin kalitesini dikkate alır. Termodinamiğin ikinci yasası, karmaşık termodinamik sistemlerin analizi için güçlü bir araçtır. (Babadağlı, 2005)

Ekserji için bir akışkandan ölü hale yani çevre şartlarına indirilerek elde edilebilecek maksimum iş denilebilir.

Ekserji, sistem halinin çevre halinden sapmasının bir ölçüsüdür. Bu durum sistem ve çevrenin birlikte olan bir özelliğidir. (Bilgen, 2000)

Bir soğutma çevriminde ısı dengesi analizleri ile gerçek kayıpların bulunması mümkün değildir. Örneğin gaz vanasında enerji kaybı yoktur. Fakat proses esnasında basınç düşümü vardır. Bununla birlikte potansiyel düşümü vardır ve sadece ekserji analizleri yoluyla bulunur. Absorbsiyonlu sistemde ısı dengesi analizlerinden, çevrimdeki büyük kayıpların kondenserde olduğu sonucuna varmak mümkündür. Fakat, gerçek kayıpların nerede meydana geldiği ve bu kayıpların nasıl azaltılabileceği sadece ekserji analizleri yoluyla bulunabilir (Ravikumar vd.,1998).

Bir termodinamiğin ikinci kanunu analizi, sistem performansını ekserjiyi temel olarak hesaplar. Ekserji, termodinamik tersinmezliği bağlı olarak devamlı düşer. Ekserji analizi termodinamiğin birinci ve ikincisi yasasının birleşimidir ve (3.42)'de tanımlandığı üzere bir maddenin veya enerji formunun çevre şartlarına göre maksimum iş verme potansiyeli denilebilir. Buna göre ekserji analizinden çıkan kayıplar bir işteki gerçek kayıpları temsil eder. Bu kayıpların sonucu olan prosesteki başlıca tersinmezlikler: (Talbi ve Agnew, 2000)

- Sürtünme kayıpları
- Sıcaklık farkı nedeniyle oluşan ısı transferi
- Kontrolsüz genleşme

Fiziksel ekserjiyi aşağıdaki şekilde tanımlamak mümkündür:

$$\Psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (3.42)$$

Denklem (3.42)'de 0 alt indisi, 35°C, 1 atm'deki çevre şartlarını temsil etmektedir.

3.2.1 Elemanların Ekserji Analizi

Elemanların ekserji analizine geçmeden önce her bir nokta için ekserji değerlerinin bulunması gerekmektedir. Bu ekserji değerlerinin bulunması için ise (3.42)'deki denklemin kullanılması

ve her noktadaki entalpi ve entropi değerlerine ulaşılması gerekmektedir. Bu çalışmada sistemin her bir noktasındaki entalpi ve entropi değerleri EES programında her bir sistem için yapılan modeller sayesinde EES programından bulunmaktadır. Bunun yanında sistemin ölü noktası içinde (çevre şartları için) entalpi ve entropi değerleri yine EES programının yardımıyla bulunmuştur.

EES programının kütüphanesinde H₂O-LiBr eriyiğinin entropisini hesaplayan herhangi bir rutin ya da fonksiyon bulunmadığından LiBr'ün entropisi Chua vd., (2000)'lerinin yaptığı çalışmada bulunduğu entropi değerleri üzerinden, EES'de bu çalışma kapsamında yazılan fonksiyon ile hesaplanmıştır. (Ek-1)

Bulunan entropi ve entalpi değerleri (3.42)'de yerine koyularak her bir nokta için ekserji değerlerine ulaşılmıştır. Temel ekserji kaybı denklemini (3.43) kullanarak, ulaşılan ekserji değerleriyle her bir eleman için ayrı ayrı ekserji kaybı bulunur;

$$\Delta\Psi = \sum m_g \Psi_g - \sum m_{\check{c}} \Psi_{\check{c}} \quad (3.43)$$

Jeneratör (1);

$$\Delta\Psi_{\text{jen}} = (\dot{m}_7 \Psi_7 + \dot{m}_{11} \Psi_{11}) - (\dot{m}_1 \Psi_1 + \dot{m}_8 \Psi_8 + \dot{m}_{12} \Psi_{12}) \quad (3.44)$$

$$\Delta\Psi_{\text{jen}} = (\dot{m}_7 \Psi_7 + \dot{m}_{11} \Psi_{11} + \dot{m}_{20} \Psi_{20}) - (\dot{m}_{19} \Psi_{19} + \dot{m}_8 \Psi_8 + \dot{m}_{12} \Psi_{12}) \quad (3.45)$$

(3.44) denklemi H₂O-LiBr kullanılan sistem için geçerli iken (3.45) denklemi NH₃-H₂O kullanılan ve içinde ayırıcı bulunan sistem için geçerlidir.

Kondenser (2);

$$\Delta\Psi_{\text{kon}} = (\dot{m}_1 \Psi_1 + \dot{m}_{13} \Psi_{13}) - (\dot{m}_2 \Psi_2 + \dot{m}_{14} \Psi_{14}) \quad (3.46)$$

Genleşme valfi (3);

$$\Delta\Psi_{\text{gen3}} = \dot{m}_3 \Psi_3 - \dot{m}_2 \Psi_2 \quad (3.47)$$

Evaporatör (4);

$$\Delta\Psi_{\text{eva}} = (\dot{m}_3 \Psi_3 + \dot{m}_{15} \Psi_{15}) - (\dot{m}_4 \Psi_4 + \dot{m}_{16} \Psi_{16}) \quad (3.48)$$

Absorber (5);

$$\Delta\Psi_{\text{abs}} = (\dot{m}_4 \Psi_4 + \dot{m}_{10} \Psi_{10} + \dot{m}_{17} \Psi_{17}) - (\dot{m}_5 \Psi_5 + \dot{m}_{18} \Psi_{18}) \quad (3.49)$$

Eriyik pompası (6);

$$\Delta\Psi_{\text{pmp}} = \dot{m}_1 \Psi_1 - \dot{m}_2 \Psi_2 \quad (3.50)$$

Genleşme valfi (7);

$$\Delta\Psi_{\text{gen7}} = \dot{m}_{10}\Psi_{10} - \dot{m}_9\Psi_9 \quad (3.51)$$

Isı Değiştirici (8);

$$\Delta\Psi_{\text{isd}} = (\dot{m}_8\Psi_8 + \dot{m}_6\Psi_6) - (\dot{m}_7\Psi_7 + \dot{m}_9\Psi_9) \quad (3.52)$$

Ayırıcı (9);

$$\Delta\Psi_{\text{ayr}} = \dot{m}_{19}\Psi_{19} - (\dot{m}_1\Psi_1 + \dot{m}_{20}\Psi_{20}) \quad (3.53)$$

Sistemdeki toplam ekserji kaybı ise tüm elemanlardaki ekserji kaybının toplamı olarak tanımlanabilir:

$$\Delta\Psi_{\text{sis}} = \Delta\Psi_{\text{jen}} + \Delta\Psi_{\text{kon}} + \Delta\Psi_{\text{gen3}} + \Delta\Psi_{\text{eva}} + \Delta\Psi_{\text{abs}} + \Delta\Psi_{\text{pmp}} + \Delta\Psi_{\text{gen7}} + \Delta\Psi_{\text{isd}} + \Delta\Psi_{\text{ayr}} \quad (3.54)$$

Daha öncede belirtildiği üzere H₂O-LiBr kullanılan sistemlerde ayırıcı olmadığından (3.54) denklemindeki ayırıcıya ait ekserji değeri ($\Delta\Psi_{\text{ayr}}$) sıfır alınmalı veya formülden çıkarılmalıdır.

3.2.2 Soğutma Tesir Katsayısı (COP)

Bir soğutma makinesi veya ısı pompasının ısıl değerlendirilmesi, etkinlik katsayısı (COP) ile yapılır. Etkinlik katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanır: (Çengel ve Boles, 1994)

$$\text{COP} = \frac{\text{soğutma etkisi}}{\text{iş girişi}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{net,g}}} \quad (3.55)$$

Soğutma makinelerinde tesir katsayısı, makinede tükettiğimiz işe karşılık ürettiğimiz soğutma etkisini gösteren bir orandır. (Olcayer, 2005)

3.2.3 Soğutma Yükünün Ekserji Değeri

Üst vd., (2011) $\dot{E}_{X,\dot{Q}_{\text{evap}}}$ ile soğutma yükü ekserji değerini aşağıdaki şekilde tanımlamışlardır:

$$\dot{E}_{X,\dot{Q}_{\text{evap}}} = \dot{Q}_{\text{evap}} \cdot [(T_{\text{cs}} - T_0)/T_{\text{cs}}] \quad (3.56)$$

(3.56) denklemini bu çalışmada kullanılan sisteme uyguladığımızda (3.57) denklemini ortaya çıkar:

$$\dot{E}_{X,\dot{Q}_{\text{evap}}} = \dot{Q}_{\text{evap}} \cdot [(T_{15} - T_{16})/T_{15}] \quad (3.57)$$

Isı kaynağından evaporatöre olan ısı akışının değeri denklem (3.58)'de olduğu gibi gösterilebilir:

$$\dot{Q}_{evap} = m_3 \cdot (h_4 - h_3) \quad (3.58)$$

3.2.4 Ekserjitik Performans Katsayısı

Soğutma sistemlerinin ekserji kaybı hakkında bilgi sahibi olmak amacıyla ek bir performans kriteri tanımlamak gerekmiştir. Bu nedenle ekserjitik performans katsayısı (EPC) adında toplam ekserji kaybı değeri hakkında bilgi verebilecek bir performans kriteri tanımlanmıştır. EPC, ekserji çıktısının toplam ekserji kaybına oranı olarak soğutma sistemleri için amaç fonksiyonu olarak kabul edilebilir. (Üst vd., 2011)

$$EPC = \frac{\dot{E}_{X, \dot{Q}_{evap}}}{\Delta\Psi_{sis}} \quad (3.59)$$

3.2.5 Isı Değiştirici Etkinliği

Olcayer (2005), ısı değiştirici etkinliği aşağıdaki gibi tanımlamıştır:

$$\varepsilon_{HEX} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{Gerçek ısı transferi}}{\text{Mümkün olan en fazla ısı transferi}} = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_6} \quad (3.60)$$

Isı değiştirici etkinliği ilerleyen bölümlerde önemli bir parametre olarak her iki sistem içinde kullanılacaktır.

3.3 Temel Alınan Sistem için Sonuçlar

Ekserji analizi için sonuçlar, çeşitli parametrelerin değişmesi göz önüne alınarak yapılan hesaplamalar içinde verilecektir. Ancak öncelikle analiz için temel alınan sistemlerin standart halleri için alınan sonuçlar bu bölüm altında sunulacaktır.

Hesaplamalarda kullanılmak üzere yazılan program tüm elemanlarda ve bağlantı noktalarında ısı ve kütle dengeleri, ısı transferi denklemlerini temel alarak çalışmaktadır. Programa girilen başlangıç koşulları, çevre koşulları, bazı elemanlardaki sıcaklıklar, kütle oranları ve bazı elemanlardaki basınçlardır. Girilen parametreler ile program akışkanların sistemin her noktasındaki termodinamik özelliklerini çıkararak ilerleyen bölümlerde verilecek olan tüm sonuçların hesaplanmasını sağlamıştır.

3.3.1 Temel Alınan H₂O-LiBr Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi için Sonuçlar

Şekil 3.1'de bu sistem şematik olarak gösterilmiştir. Sonuçlarda gösterilen tüm nokta ve eleman numaraları Şekil 3.1'de nokta ve numaralar ile paralellik göstermektedir.

Soğutulacak ortamın sıcaklığı 35°C kabul edilmiştir. Bu kabul ile kondenser ve absorberde soğutmayı sağlayan havanın sıcaklığı da 35°C kabul edilmiş oldu. Çevre basıncı 1 atm kabul

edilmiştir. Kütle oranları Çizelge 3.1’de verildiği şekilde kabul edilerek hesaplar yapılmıştır. Sistemin hedefi ise evaporatörde 35°C olan ortam sıcaklığının 20°C’ye düşürülmesi olarak kabul edilmiştir.

Temel alınan H₂O-LiBr absorpsiyonlu soğutma sistemi için her bir noktadaki sıcaklık, entalpi, entropi, debi, kütle oranı ve ekserji değerleri için sonuçlar Çizelge 3.1’de görülebilir.

Çizelge 3.1 H₂O-LiBr kullanılan çevrim için çalışma koşulları

i	T(i) (°C)	h(i) (kJ/kg)	s(i) (kJ/kg.K)	\dot{m} (i) (kg/s)	x(i) (%LiBr)	Ψ (i) (kJ/kg)
1	105	2696,0	8,254	0,0129	-	162,4
2	46,03	192,7	0,652	0,0129	-	0,742
3	10,01	192,7	8,898	0,0129	-	-2539
4	10,01	2487,0	8,898	0,0129	-	-244,4
5	45,5	124,7	0,2477	0,1835	59,5	3,972
6	46,3	126,2	0,252	0,1835	59,5	4,093
7	76,6	185,0	0,4149	0,1835	59,5	12,78
8	105	257,5	0,5265	0,1706	64	24,77
9	69,7	194,2	0,3588	0,1706	64	13,09
10	100	194,2	0,5029	0,1706	64	-31,29
11	372	3204,0	7,374	0,034	-	941,7
12	179,9	1888,0	2,139	0,034	-	1238
13	35	308,6	5,729	0,069	-	0
14	46,03	319,7	5,764	0,069	-	0,1993
15	35	308,6	5,729	3,836	-	0
16	20	293,5	5,678	3,836	-	0,3724
17	35	308,6	5,729	2,917	-	0
18	49,41	323,1	5,775	2,917	-	0,3359

Sisteme ait tüm elemanlar için ekserji kaybı ve sistemi ekserjistik performans katsayısı değeri Çizelge 3.2’de görülebilir.

Çizelge 3.2 H₂O-LiBr kullanılan çevrim için ekserji kaybı değerleri

i	$\Delta\Psi$ (i) (kJ/s)	
1	14,06	
2	2,071	
3	32,76	
4	31,03	
5	10,2	
6	0,222	
7	7,57	
8	0,399	
Toplam	98,312	
EPC	0,3163	
COP	0,6616	
$\dot{E}_{X, \dot{Q}_{evap}}$	12,69	kW

Çizelge 3.2'den de görülebileceği üzere en yüksek ekserji kaybı 3 numaralı eleman olan genleşme valfi ile 4 numaralı eleman olan evaporatörde gerçekleşmektedir. En düşük kayıp ise 6 numaralı eleman olan pompa ile 8 numaralı eleman olan ısı değiştiricide gerçekleşmektedir.

3.3.2 Temel Alınan NH₃-H₂O Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi için Sonuçlar

Şekil 3.2'de bu sistem şematik olarak gösterilmiştir. Sonuçlarda gösterilen tüm nokta ve eleman numaraları Şekil 3.2'de nokta ve numaralar ile paralellik göstermektedir.

Soğutulacak ortamın sıcaklığı 35°C kabul edilmiştir. Bu kabul ile kondenser ve absorberde soğutmayı sağlayan havanın sıcaklığı da 35°C kabul edilmiş oldu. Çevre basıncı 1 atm kabul edilmiştir. Kütle oranları Çizelge 3.3'de verildiği şekilde kabul edilerek hesaplar yapılmıştır. Sistemin hedefi ise evaporatörde 35°C olan ortam sıcaklığının 20°C'ye düşürülmesi olarak kabul edilmiştir.

Temel alınan NH₃-H₂O absorpsiyonlu soğutma sistemi için her bir noktadaki sıcaklık, entalpi, entropi, debi, kütle oranı ve ekserji değerleri için sonuçlar Çizelge 3.3'de görülebilir.

Çizelge 3.3 NH₃-H₂O kullanılan çevrim için çalışma koşulları

i	T(i) (°C)	h(i) (kJ/kg)	s(i) (kJ/kg.K)	\dot{m} (i) (kg/s)	x(i) (%NH ₃)	Ψ(i) (kJ/kg)
1	70	1388,0	4,445	0,0129	99,5	395,9
2	32,46	149,5	0,5396	0,0129	99,5	360
3	-8,936	149,5	0,5965	0,0129	99,5	342,5
4	-8,835	617,4	2,36	0,0129	99,5	267,3
5	47,66	88,8	0,9	0,182	40,5	17,18
6	47,66	-17,5	0,5616	0,182	40,5	15,04
7	61,06	41,8	0,7429	0,182	40,5	18,55
8	92,64	193,7	1,162	0,1691	36	28,06
9	78,49	129,8	0,9838	0,1691	36	19,06
10	55,97	129,8	1	0,1691	36	14,06
11	372	3204,0	7,374	0,034	-	941,7
12	179,9	1888,0	2,139	0,034	-	1238
13	35	308,6	5,729	0,069	-	0
14	32,46	306,1	5,72	0,069	-	0,0094
15	35	308,6	5,729	3,836	-	0
16	20	293,5	5,678	3,836	-	0,3724
17	35	308,6	5,729	2,917	-	0
18	39,68	313,3	5,744	2,917	-	0,0377
19	92,64	1422	4,545	0,0138	95,5	389,9
20	70	81,72	0,8608	0,0009	40,5	22,15

Sisteme ait tüm elemanlar için ekserji kaybı ve sistemi ekserjitik performans katsayısı değeri Çizelge 3.4'de görülebilir.

Çizelge 3.4 NH₃-H₂O kullanılan çevrim için ekserji kaybı değerleri

i	$\Delta\Psi(i)$ (kJ/s)	
1	16,83	
2	0,4621	
3	0,2262	
4	0,4576	
5	2,589	
6	0,3887	
7	0,8442	
8	0,8846	
Toplam	22,6824	
EPC	0,02018	
COP	0,1402	
$\dot{E}_{X, \dot{Q}_{evap}}$	2,587	kW

Çizelge 3.4'den de görülebileceği üzere en yüksek ekserji kaybı 1 numaralı eleman olan jeneratör ile 5 numaralı eleman olan absorberde gerçekleşmektedir. En düşük kayıp ise 3 numaralı eleman olan genişleme valfi ile 6 numaralı eleman olan pompada gerçekleşmektedir.

H₂O-LiBr ve NH₃-H₂O sistemleri karşılaştırdığımızda H₂O-LiBr sisteminde ekserji kaybının 75,6296 kJ/s daha fazla olduğunu söylemek mümkündür.

3.3.3 Ekserji Analizi için Sonuçlar

H₂O-LiBr ve NH₃-H₂O kullanılan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performansını incelemek amacıyla oluşturulan modellerde seçilen bazı parametreleri değiştirerek alınan sonuçlar aşağıda verilmiştir.

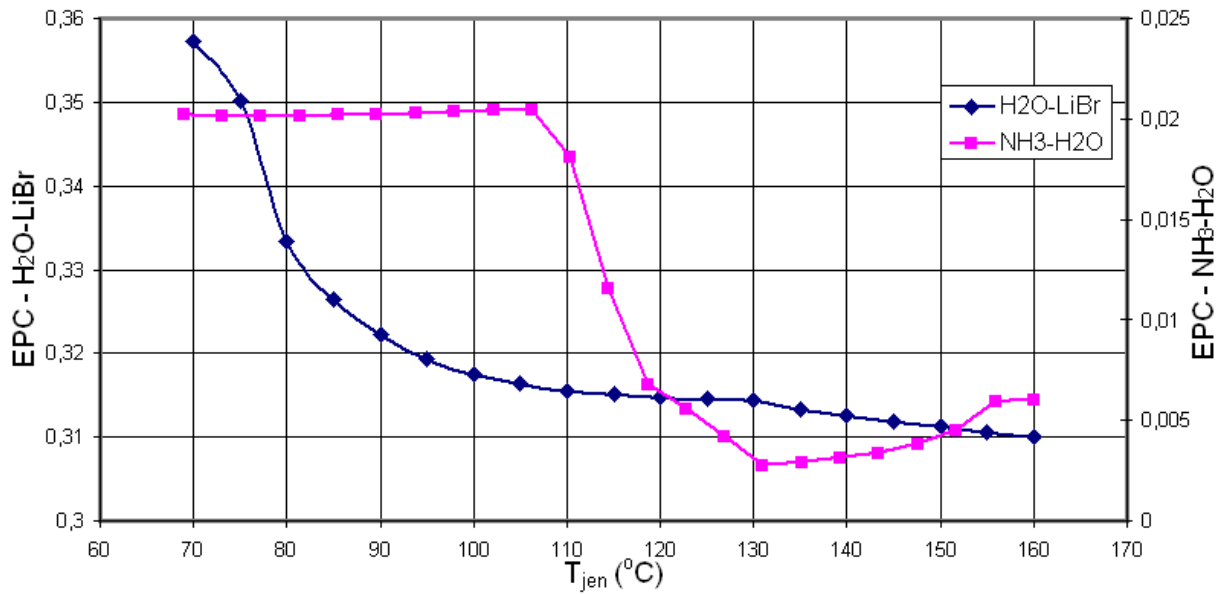
Temel alınan sistemler Şekil 3.1 ve Şekil 3.2'de görülebilir. Temel alınan sistemlere ait termodinamik değerler ise Çizelge 3.1 ve Çizelge 3.3'de verilmiştir. Sistemleri değerlendirmek amacıyla daha önce tanımlanan EPC, amaç fonksiyonu olarak kabul edilmiştir.

H₂O-LiBr çifti kullanılan sistem için EPC'nin, jeneratör sıcaklığı (T_{jen}) arttıkça azaldığı Şekil 3.12'de görülmektedir. EPC, özellikle 70 °C ile 90 °C arasında yüksek bir ivmeyle düşerken 90 °C üzerindeki jeneratör sıcaklıkları için düşüşün çok az olduğu söylenebilir.

NH₃-H₂O kullanılan sistem için ise EPC, H₂O-LiBr çifti kullanılan sistemdekine göre benzer bir tepki vermekle birlikte yaklaşık 130°C'den sonra ufak bir artış göstermektedir. Ayrıca 106°C'ye kadar EPC'de jeneratör sıcaklığına göre (T_{jen}) kayda değer herhangi bir değişiklik yaşanmadığını söylenebilir. Özetle NH₃-H₂O kullanılan sistemde jeneratör sıcaklığı 106°C ile 131°C arasında olduğunda EPC'de ciddi bir düşüş yaşanmaktadır.

Jeneratör sıcaklığı (T_{jen}), düştükçe zincirleme olarak sistemin içindeki hemen hemen tüm sıcaklıklar ve entalpiler düşmektedir. Ancak sistemin dışındaki yani ortam değerleri jeneratör sıcaklığından bağımsızdır ve jeneratör sıcaklığına bağlı olarak değişmez. Bu nedenle sistemin içindeki ve dışında ekserji değeri farkı azalmaktadır. Farktaki bu azalmanın EPC’de bir düşüşe neden olduğu söylenebilir.

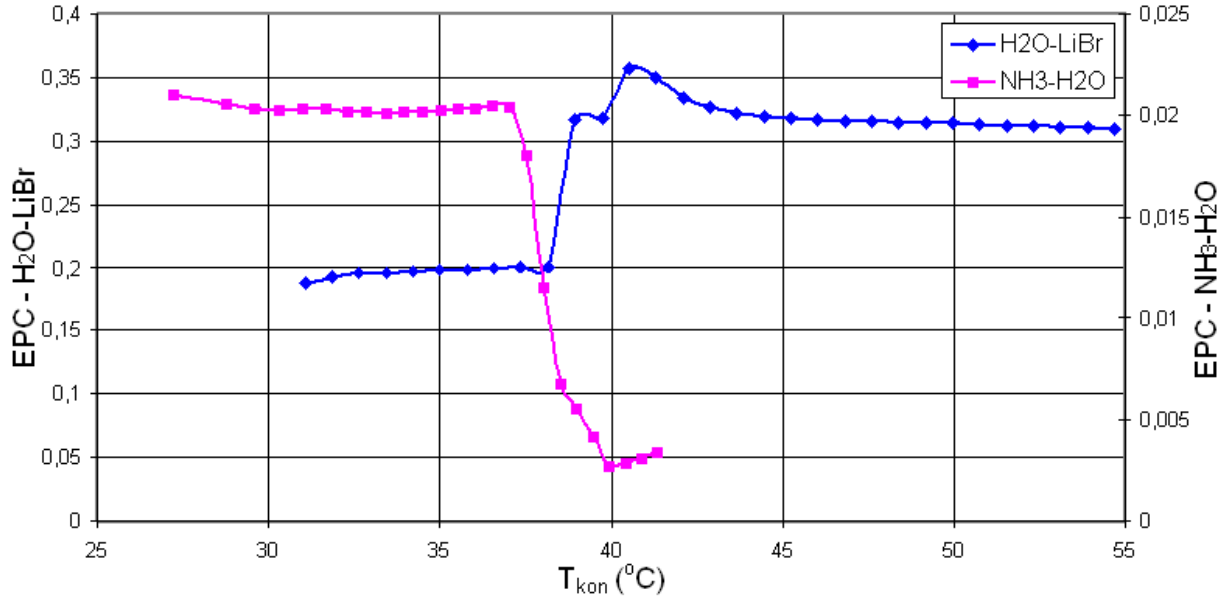
Ancak özellikle NH_3-H_2O kullanılan sistem için jeneratör sıcaklığının, evaporatördeki ekserji kaybına daha az etki ederek daha az düşürdüğü ve buna bağlı olarak EPC’nin jeneratör sıcaklığına göre az bir yükselme gösterdiği söylenebilir.



Şekil 3.12 Ekserji analizi yapılan sistemler için T_{jen} (°C) -EPC grafiği

$H_2O-LiBr$ kullanılan sistem için EPC, kondenser sıcaklığı $38^\circ C$ 'ye varana kadar ufak bir artış göstermekte iken buradan $41^\circ C$ 'ye kadar EPC'de ani bir artış olduğu Şekil 3.13'de görülebilmektedir. EPC, kondenser sıcaklığı (T_{kon}) $41^\circ C$ iken tepe noktasına ulaşmıştır ve bundan sonra hafif bir düşüşe geçtiği görülmektedir.

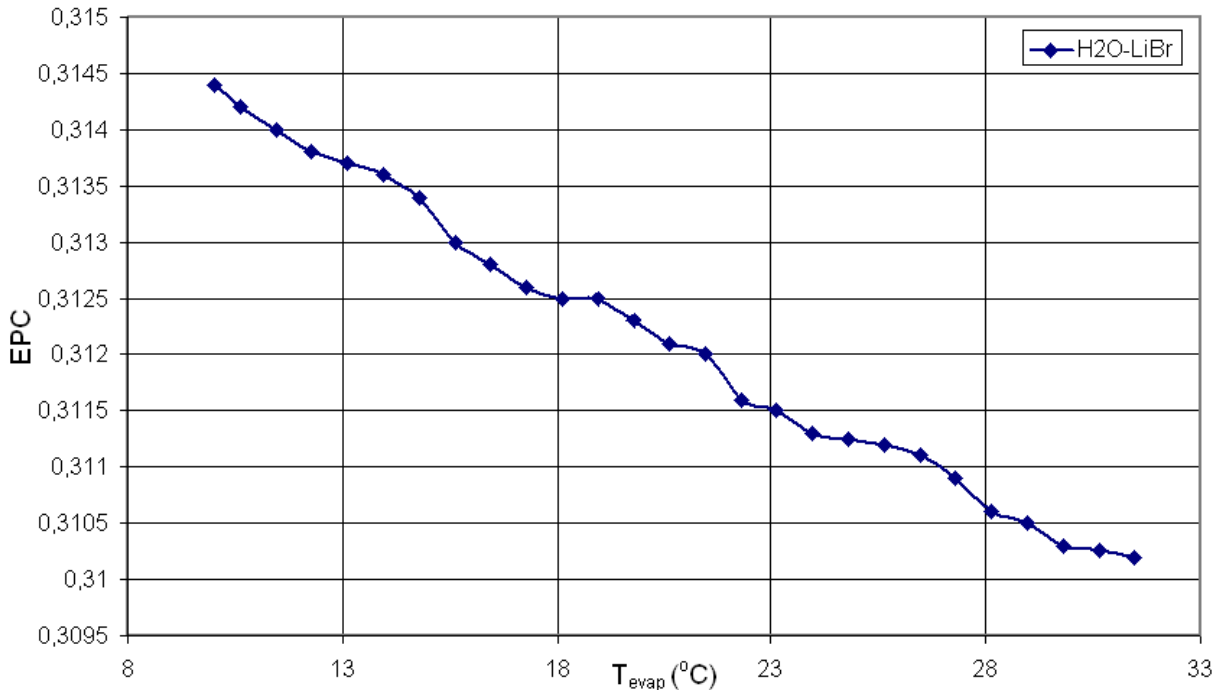
EPC, NH_3-H_2O kullanılan sistemde $37^\circ C$ 'ye kadar hafif bir düşüş gösterirken $37^\circ C$ ile $40^\circ C$ arasında ani bir düşüş gösterdiği Şekil 3.13'de görülebilir. EPC'nin kondenser sıcaklığının (T_{kon}) değişimiyle verdiği tepkinin iki sistem için birbirlerinin tersi olduğu söylenebilir.



Şekil 3.13 Ekserji analizi yapılan sistemler için T_{kon} (°C) -EPC grafiği

Şekil 3.14'de H₂O-LiBr kullanılan sistem için EPC'nin, evaporatör sıcaklığına bağlı olarak değişimi görülebilir. EPC'nin evaporatör sıcaklığındaki (T_{evap}) artış ile azalmakta olduğu Şekil 3.14'de görüldüğü gibi söylenebilir.

NH₃'ün buharlaşma ısısının yüksekliğinden dolayı evaporatördeki sıcaklık sabit kalmaktadır ve bu nedenle NH₃-H₂O kullanılan sistem için bir T_{evap} -EPC grafiğinden bahsetmek mümkün değildir.



Şekil 3.14 H₂O-LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için T_{evap} (°C) -EPC grafiği

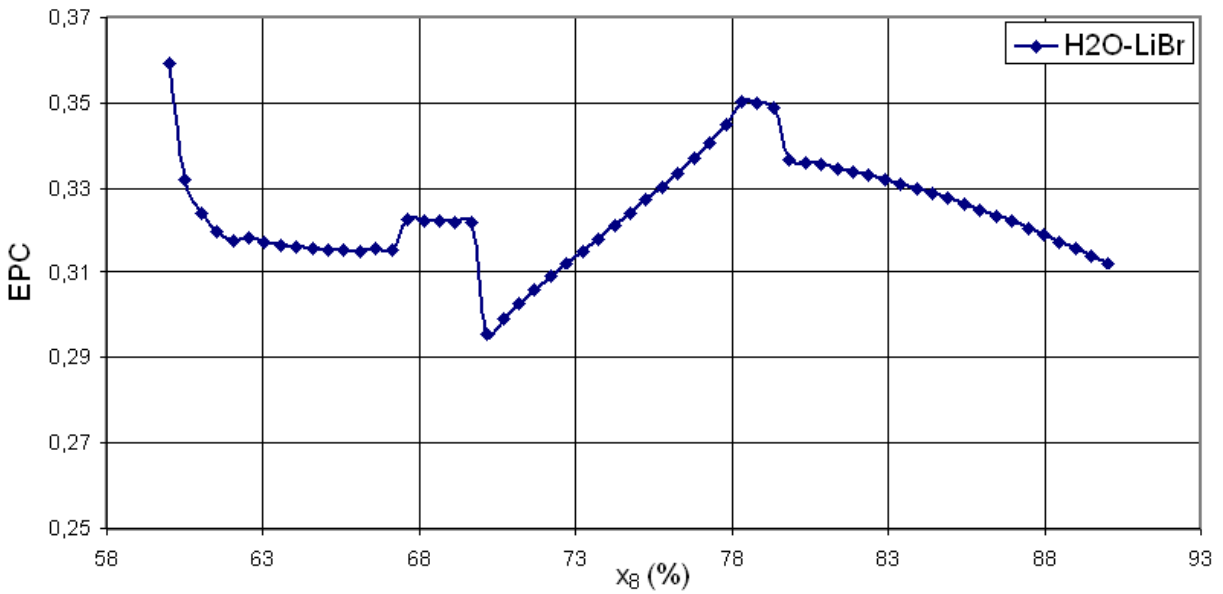
EPC'nin kütle oranlarına göre değişimlerini gösteren grafikler, her sistem için EPC'nin farklı kütle oranlarına göre çok farklı değerler göstermesi nedeniyle ve grafiklerin daha iyi yorumlanabilir olması açısından ayrı ayrı sunulmuştur. Her iki sistem içinde kütle oranlarının farklı olduğu her nokta için hazırlanan grafikler Şekil 3.15, Şekil 3.16, Şekil 3.17 ve Şekil 3.18'de görülebilir.

Tüm grafikler incelendiğinde EPC'nin kütle oranlarına göre değişimi açısından $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanılan sistemin $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ sisteme göre daha dengeli tepkiler verdiğini söylemek mümkündür.

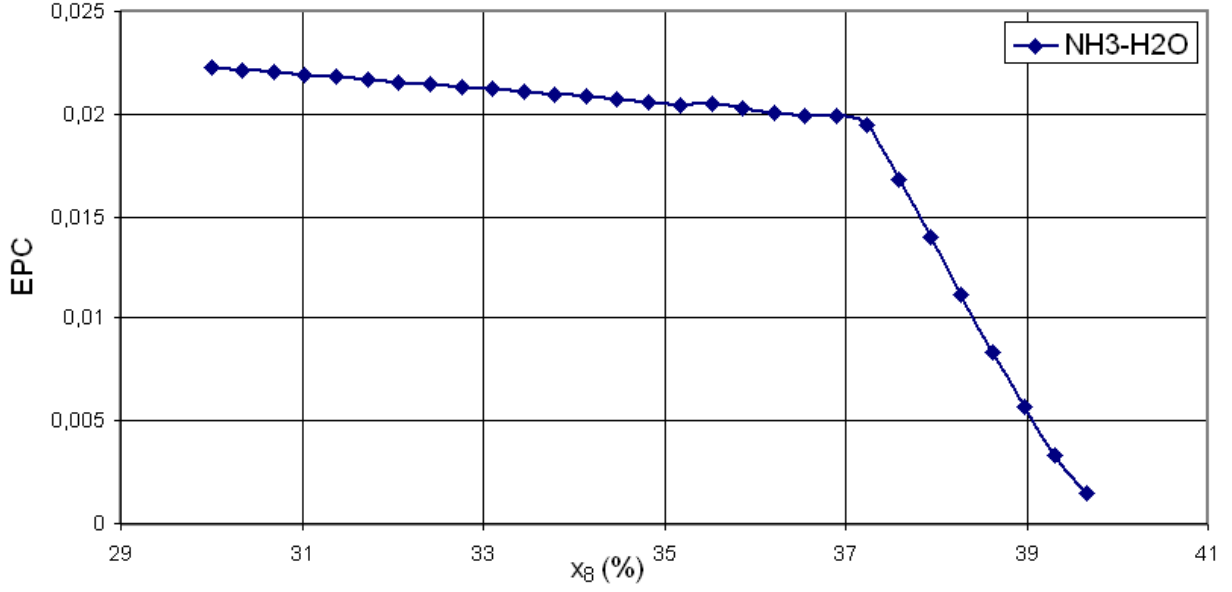
Şekil 3.1 ve Şekil 3.2'de görülen 8. noktadaki bir diğer deyişle akışın jeneratörden absorbere doğru olduğu hattaki kütle oranı değişimine bağlı EPC değerindeki değişimi gösteren grafik $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ kullanılan sistem için Şekil 3.15'de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanılan sistem için ise Şekil 3.15'de gösterilmiştir.

EPC, $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ kullanılan sistem için 8. noktadaki kütle oranına (x_8) bağlı olarak Şekil 3.15'de görüldüğü üzere dalgalı bir değişim göstermiştir. En yüksek değerine %60'da ulaşım hızlı bir düşüş gösterirken en düşük değerine %70'de ulaşım hızlı bir artış göstermiştir.

$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanılan sistem için ise Şekil 3.16'de görüldüğü üzere EPC devamlı düşüş halindedir. %37'ye kadar düşük bir ivmeyle düşüş gösteren EPC, %37'den sonra hızlı bir şekilde azalmaktadır. Şekil 3.16'den EPC'nin $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanılan sistem için 8. noktadaki kütle oranına (x_8) bağlı olarak azaldığını söyleyebiliriz.



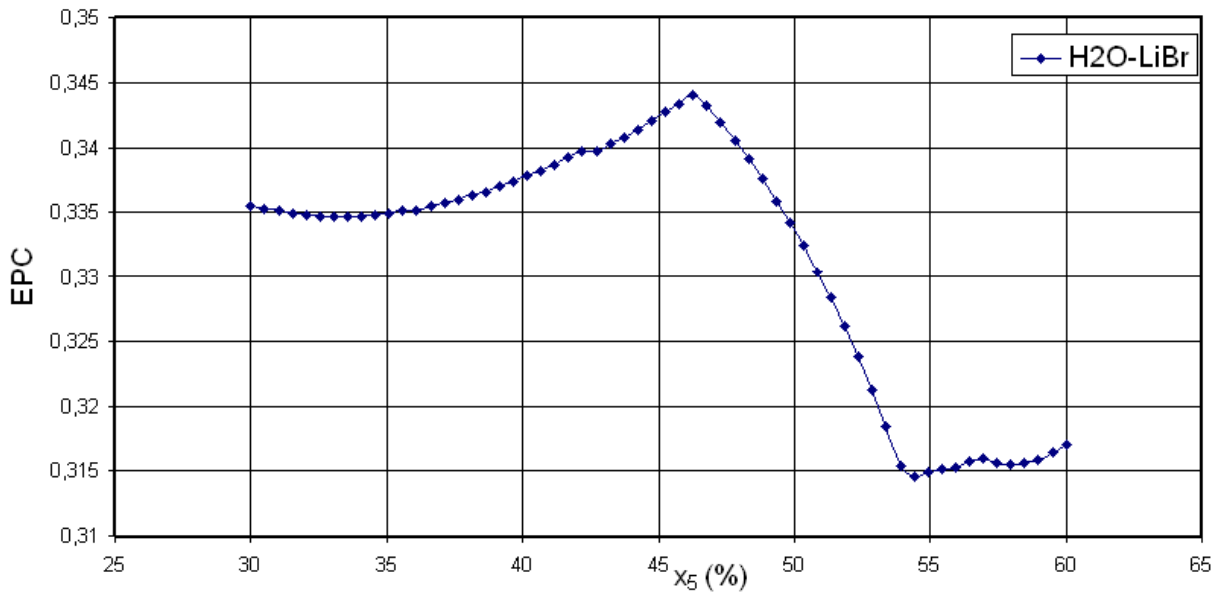
Şekil 3.15 $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ akışkan çifti kullanılan sistem için x_8 -EPC grafiği



Şekil 3.16 NH₃-H₂O akışkan çifti kullanılan sistem için x₈-EPC grafiği

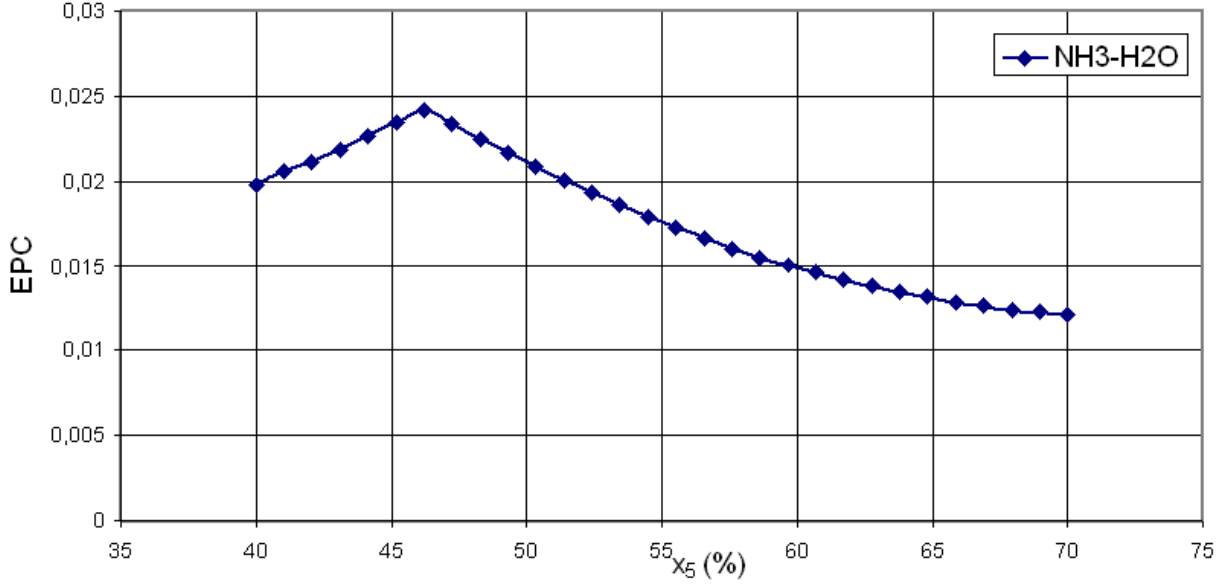
Şekil 3.1 ve Şekil 3.2'de görülen 5. noktadaki bir diğer deyişle akışın absorberden jeneratöre doğru olduğu hattaki kütle oranı değişimine bağlı EPC değerindeki değişimi gösteren grafik H₂O-LiBr kullanılan sistem için Şekil 3.17'de NH₃-H₂O kullanılan sistem için ise Şekil 3.18'de gösterilmiştir.

H₂O-LiBr kullanılan sistem için EPC, 5. noktaki kütle oranı (x₅) bağlı olarak %46'ya kadar artmış ve %46'da en yüksek değerine ulaştıktan sonra %54'e kadar hızlı bir düşüş yaşayarak en düşük değeri olan 0,3146'ya ulaşmıştır. EPC'de %54 kütle oranından sonra hafif bir yükselme gözlemlendiği Şekil 3.17'dan görülebilir.



Şekil 3.17 H₂O-LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için x₅-EPC grafiği

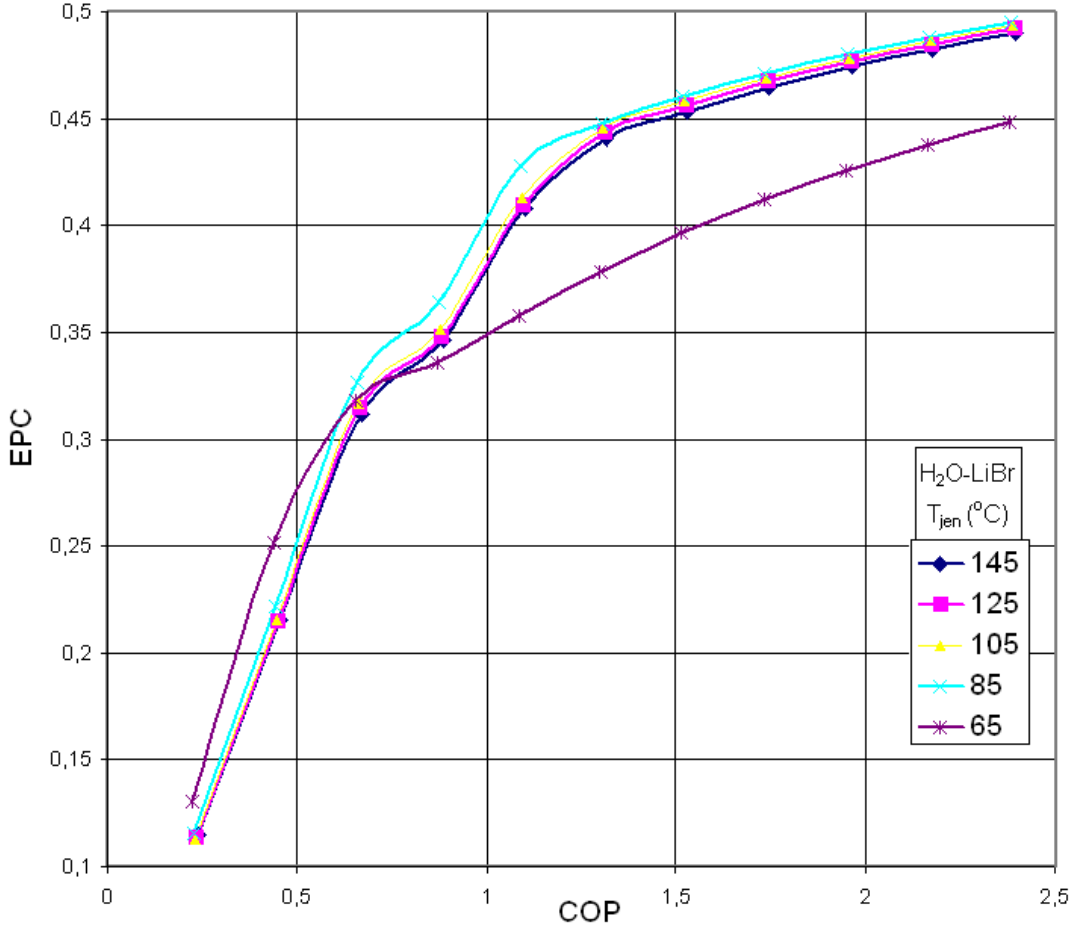
$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanılan sistem içinde EPC, $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ kullanılan sisteme benzer bir hareket göstermektedir. EPC, 5. noktadaki kütle oranının (x_5) %46 olduğu değere kadar artmıştır. EPC’de bu noktadan sonra devamlı bir düşüş görülmektedir.



Şekil 3.18 $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çifti kullanılan sistem için x_5 -EPC grafiği

Her iki sistem içinde jeneratör sıcaklığının sabit tutulduğu değerler için EPC'nin soğutma tesir katsayısı (COP) ve soğutma yükünün ekserji değerine bağlı değişimi hesaplanmıştır. EPC, amaç fonksiyonunda değişken olarak Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de görülebilecek olan 16 noktasındaki sıcaklık yani havanın soğutulması istenen sıcaklık kullanılmıştır.

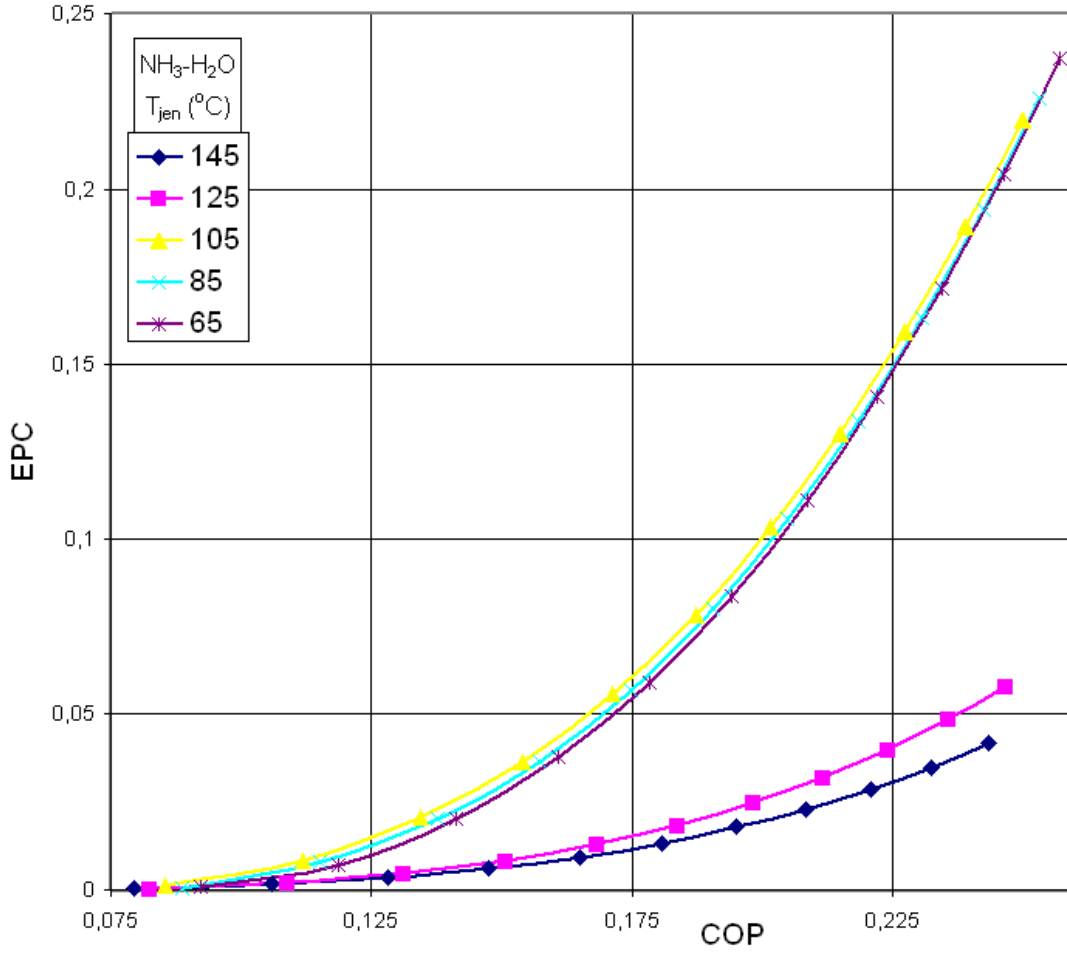
$\text{H}_2\text{O-LiBr}$ kullanılan sistem için her jeneratör sıcaklığında (T_{jen}) EPC'nin COP'a göre artış gösterdiği Şekil 3.19’de görülmektedir. Ancak 65°C 'den yüksek sıcaklıklardaki COP artışına göre EPC artışı uyumlu gözükürken 65°C 'de COP değeri 0,6'yı geçtikten sonra EPC artışı diğer sıcaklıklara oranla belirgin olarak daha az olmaktadır. Tüm jeneratör sıcaklıklarında (T_{jen}) COP, 0,88 civarındayken EPC'nin artışında bir azalma görülmektedir.



Şekil 3.19 H₂O-LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için COP-EPC grafiği

NH₃-H₂O kullanılan sistem içinde sabit jeneratör sıcaklığında (T_{jen}) EPC'nin COP'a göre artış gösterdiği Şekil 3.20'de görülmektedir. Ancak NH₃-H₂O kullanılan sistem için bu artış H₂O-LiBr kullanılan sisteme göre daha düzenlidir. Şekil 3.20'da görülen eğrilerin her biri bir 3. dereceden polinom ile tanımlanabilmektedir. Şekil 3.20'da görüldüğü üzere 145°C ve 125°C sabit jeneratör sıcaklıklarında (T_{jen}) aynı COP değerlerinde EPC diğer sıcaklıklara göre oldukça düşük seyretmiştir. Buradan NH₃-H₂O kullanılan sistem için EPC değerinin yüksek sıcaklıklarda aynı COP değerlerinde daha düşük olduğu söylenebilir. Bu fark özellikle COP değeri arttıkça daha da artmaktadır.

EPC'nin Şekil 3.19'de 65°C'de diğer sıcaklıklara göre düşüş sergilemesinin nedeni olarak jeneratör sıcaklığı 65°C olduğundan H₂O-LiBr eriyiğinin entalpisinde ani bir yükselme göstermesi ve buna bağlı olarak ısı değiştirici ve absorberdeki ekserji kayıplarının artması neden gösterilebilir. Isı değiştirici ve absorberdeki ekserji kayıplarının aşırı şekilde artması EPC'nin aynı COP değerinde düşmesine neden olmaktadır.



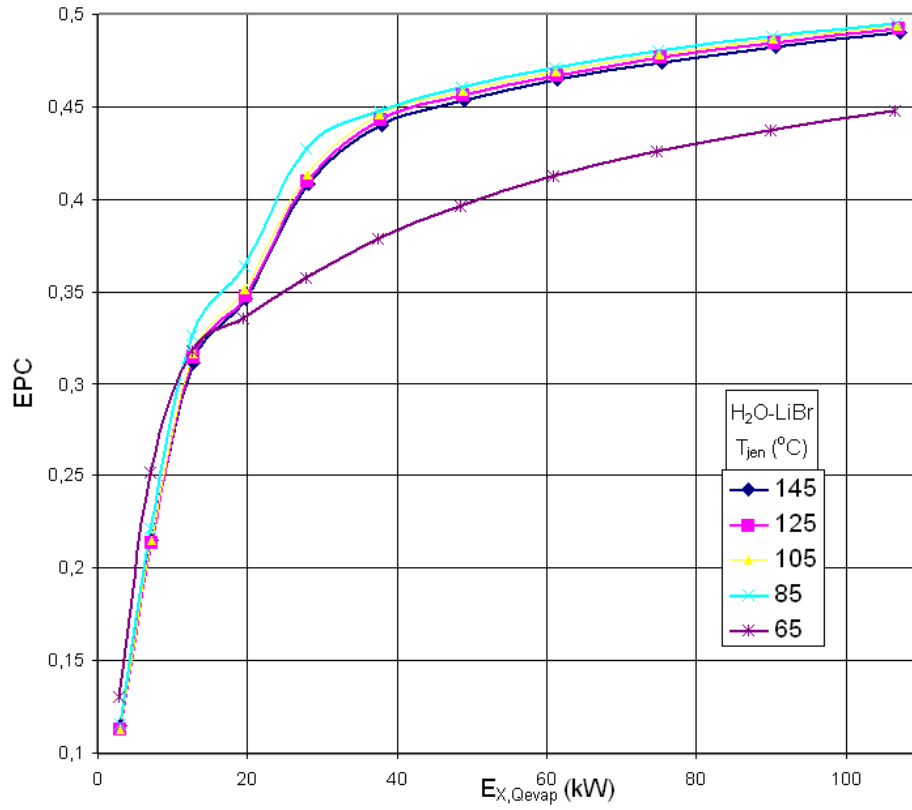
Şekil 3.20 NH₃-H₂O akışkan çifti kullanılan sistem için COP-EPC grafiği

Şekil 3.21 ve Şekil 3.22'den görülebileceği üzere her iki sistem içinde EPC'nin soğutma yükünün ekserji değerine göre değişimi COP'a göre değişimine göre paralellik göstermektedir. Sadece soğutma yükünün ekserji değerine göre değişimi biraz daha doğrusal olmuştur.

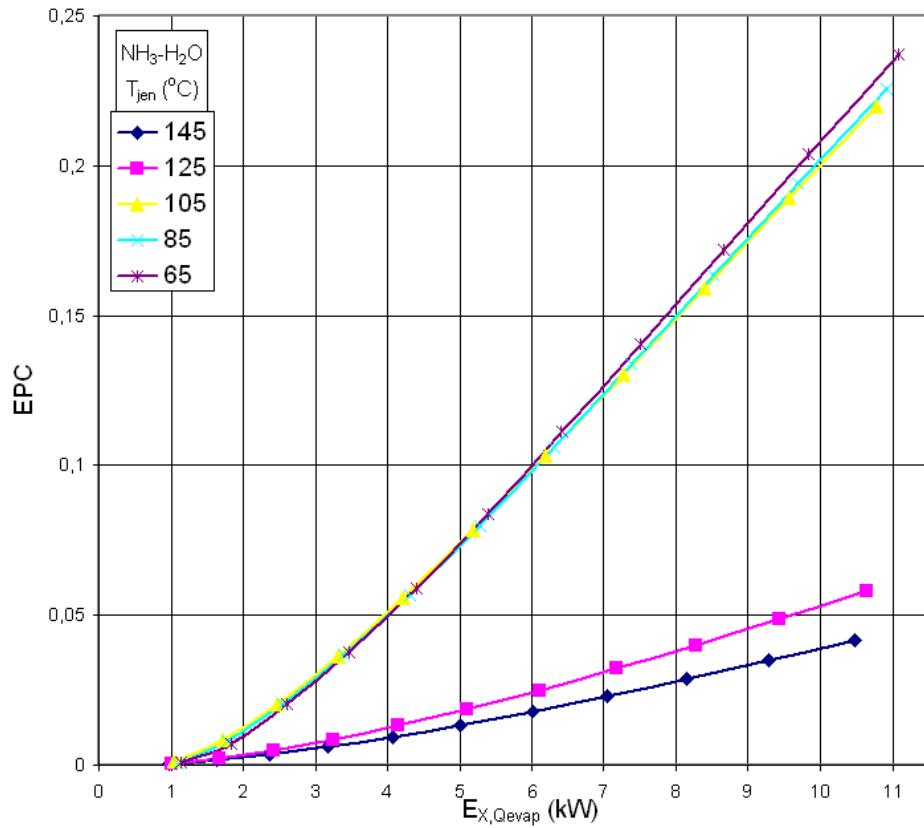
EPC'nin soğutma yükünün ekserji değerine göre değişimi, H₂O-LiBr kullanılan sistem için COP'a göre değişimine göre neredeyse farksızdır. Yine jeneratör sıcaklığı (T_{jen}) sabit 65°C kabul edildiğinde EPC artışı devamlılığını kaybetmemekle birlikte diğer sıcaklıklara göre daha düşük olmuştur. Yüksek sıcaklıklarda ise EPC, soğutma yükünün ekserji değerine göre daha yüksek seyretmiştir. Bu fark soğutma yükünün ekserji değerinin 20 kW civarında olduğunda ortaya çıkmaya başlarken diğer sıcaklıklarda da EPC artışında aynı Şekil 3.19'de olduğu gibi bir düşüş yaşanmıştır.

NH₃-H₂O kullanılan sistem için jeneratör sıcaklığında (T_{jen}) EPC, soğutma yükünün ekserji değerine göre aynı COP'a göre artış gösterdiği gibi devamlı bir artış göstermektedir. Bu artış Şekil 3.22'de görülmektedir. Daha öncede değinildiği üzere EPC'nin soğutma yükünün ekserji değerine göre artışı COP'a göre artışına göre daha doğrusaldır. Bu bağlamda NH₃-H₂O

kullanılan sistemde Şekil 3.22’da görülen eğrilerin her biri bir 2. dereceden polinom ile tanımlanabilmektedir.



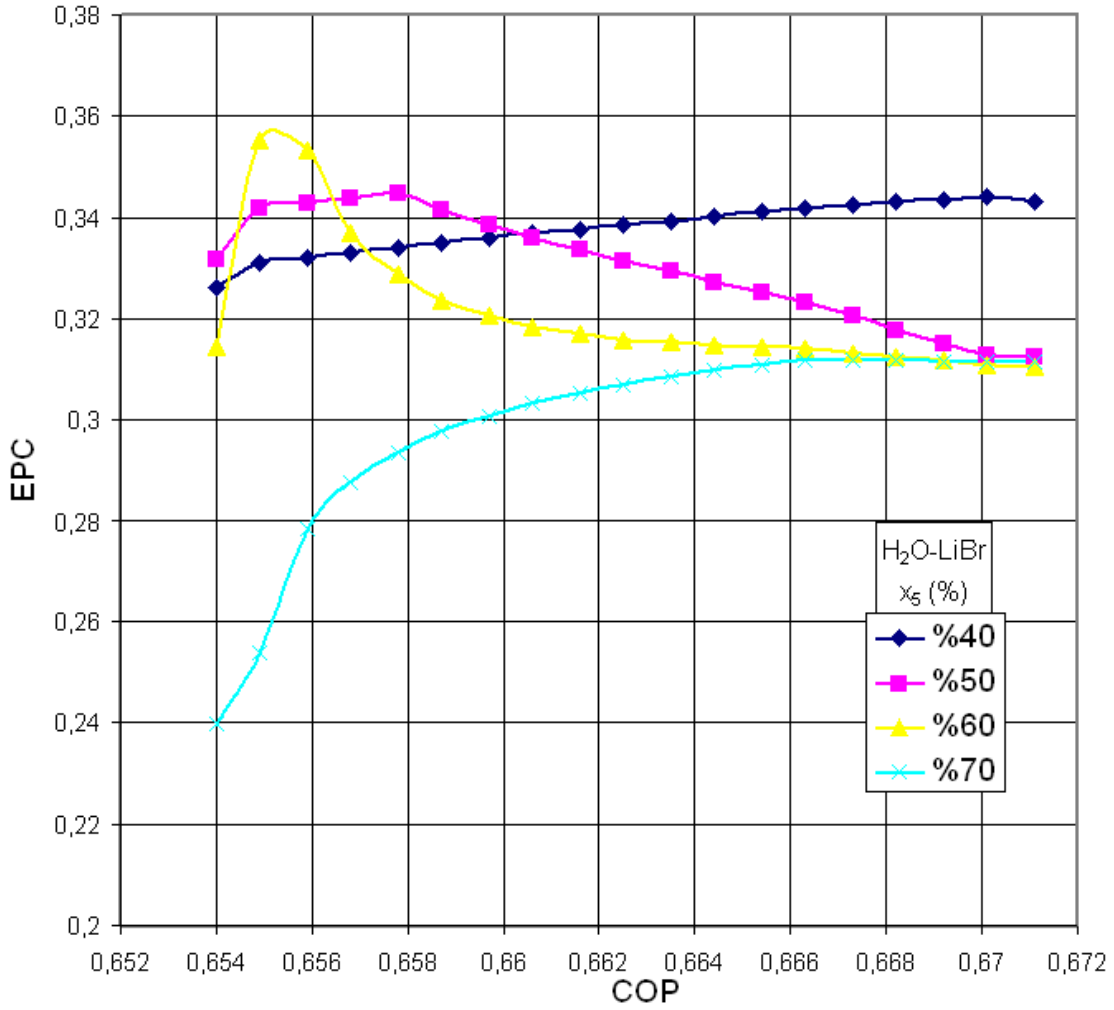
Şekil 3.21 H₂O-LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için $\dot{E}_{x, Q_{evap}}$ (kW)-EPC grafiği



Şekil 3.22 NH₃-H₂O akışkan çifti kullanılan sistem için $\dot{E}_{x, Q_{evap}}$ (kW)-EPC grafiği

Her iki sistem içinde, Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de görülen 5. noktadaki bir diğer deyişle akışın absorberden jeneratöre doğru olduğu hattaki kütle oranının sabit tutulduğu değerler için EPC’nin soğutma tesir katsayısı (COP) ve soğutma yükünün ekserji değerine ($E_{x,Q_{evap}}$) bağlı değişimi hesaplanmıştır. EPC, amaç fonksiyonunda değişken olarak Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de görülebilecek olan 1 noktasındaki sıcaklık yani jeneratör sıcaklığı (T_{jen}) kullanılmıştır.

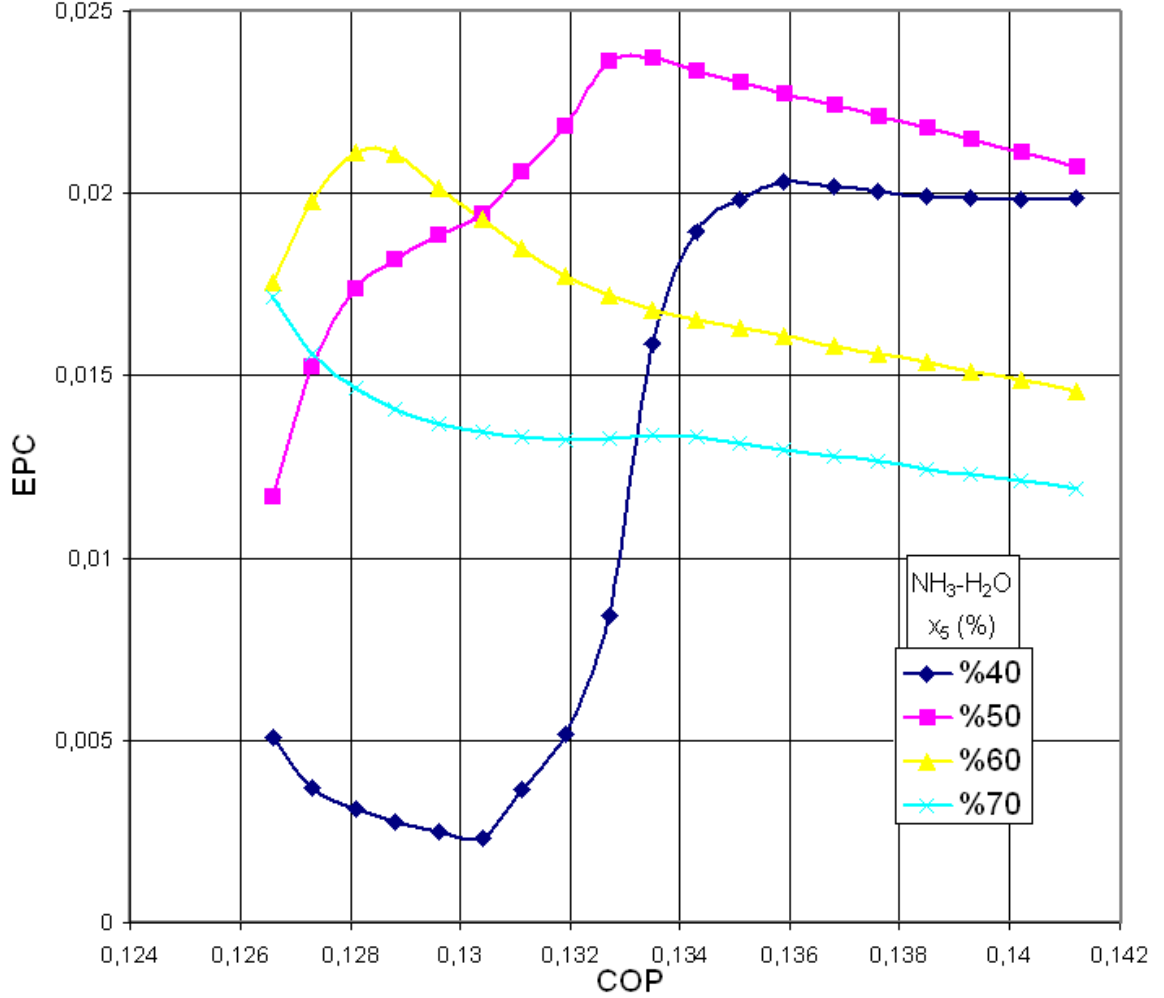
H₂O-LiBr kullanılan sistem için farklı kütle oranlarında EPC’nin COP’a göre değişimi büyük farklılıklar göstermektedir. %70 sabit kütle oranında EPC’nin COP’a göre sürekli arttığı Şekil 3.23’den görülebilir. Ancak kütle oranı sabit %50 ve %60 olduğunda EPC, COP’a göre önce artmaktadır. Kütle oranı %60 için COP, 0,655’i geçtiğinde, %50 için ise COP, 0,658’i geçtiğinde azalmaya başlamıştır. Hesaplanan en düşük kütle oranı değeri olan %40 için ise kütle oranı %70 olduğu gibi ancak daha düşük bir ivmeyle sürekli artmaktadır. EPC değerinin Şekil 3.23’de görüldüğü gibi %60 kütle oranında 0,357 ile tepe noktasına ulaştığı söylenebilir.



Şekil 3.23 H₂O-LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için COP-EPC grafiği

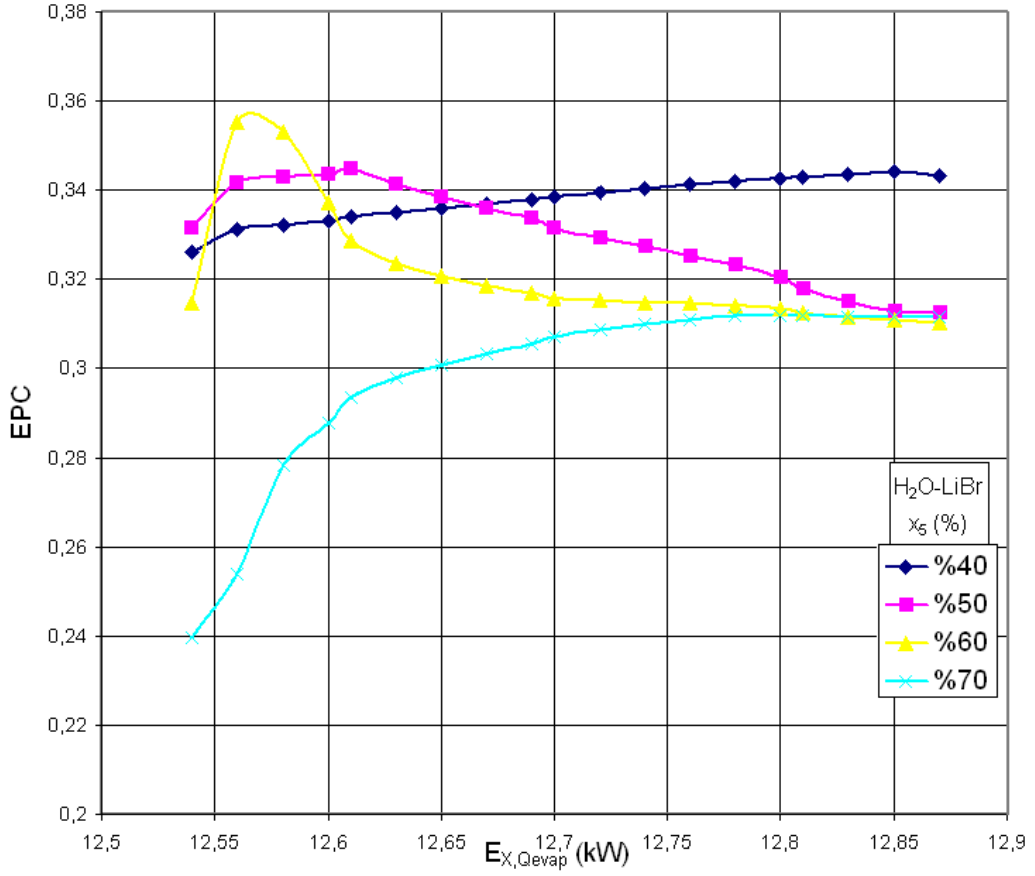
NH₃-H₂O kullanılan sistem içinde sabit kütle oranında EPC’nin COP’a göre aynı H₂O-LiBr olduğu gibi her kütle oranında farklılık gösterdiği Şekil 3.24’de görüldüğü üzere söylenebilir.

Kütle oranı sabit %70 kabul edildiğinde EPC'ye COP'a göre devamlı bir düşüş sergilemektedir. Bu düşüş COP, 0,1311 olduğunda azalmakta ancak devam etmektedir. Kütle oranı %50 ve %60 olduğundan ise EPC, COP'a göre önce artış sonra ise düşüş göstermektedir. EPC, sabit %70 kütle oranında ise Şekil 3.24'de görüldüğü üzere önce düşüş sonra ani bir artış sonra ise tekrar hafif bir düşüş göstermektedir.

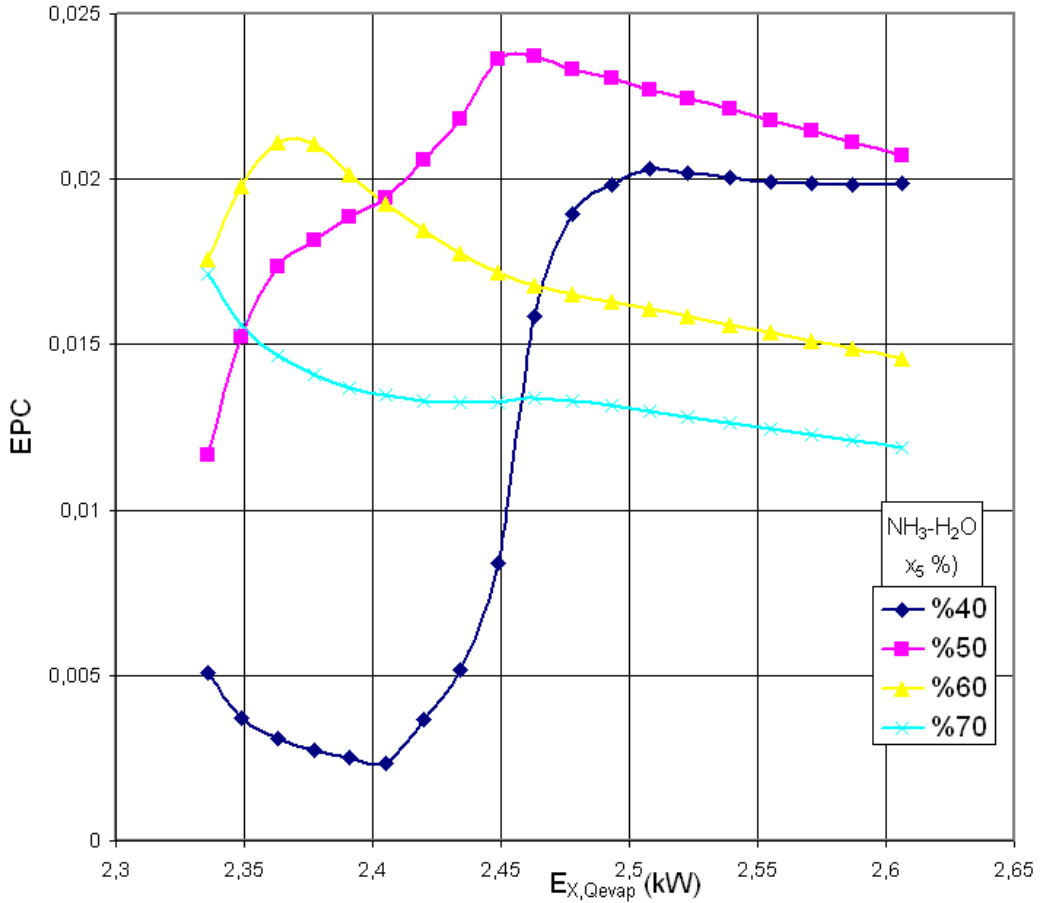


Şekil 3.24 NH₃-H₂O akışkan çifti kullanılan sistem için COP-EPC grafiği

Şekil 3.25 ve Şekil 3.26'de görüldüğü üzere jeneratör sıcaklığı sabit tutulduğunda alınan sonuçlarda olduğu gibi 5. noktadaki kütle oranı sabit tutulduğunda da EPC'nin COP'a göre değişimiyle soğutma yükünün ekserji değerine göre değişimi arasında farklılık neredeyse yoktur.



Şekil 3.25 H₂O-LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için $\dot{E}_{X,Qevap}$ (kW)-EPC grafiği



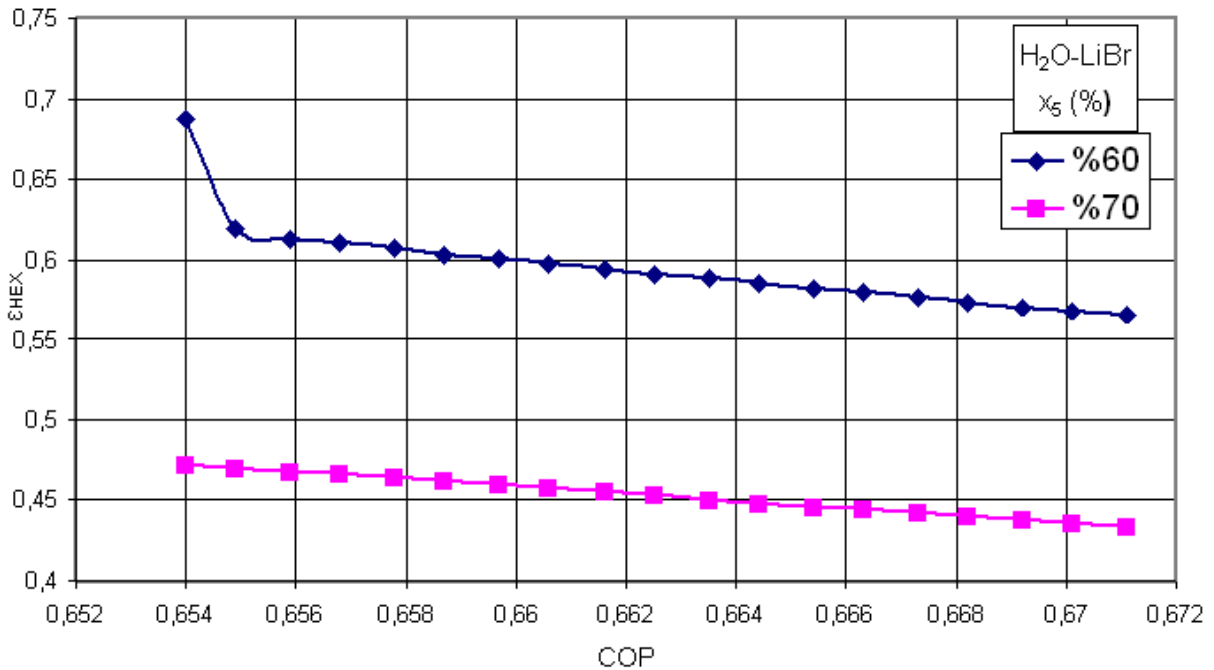
Şekil 3.26 NH₃-H₂O akışkan çifti kullanılan sistem için $\dot{E}_{X,Qevap}$ (kW)-EPC grafiği

Her iki sistem için jeneratör sıcaklığı değişken kabul edilerek (T_{jen}) 5. noktadaki kütle oranının sabit kabul edildiği değerler için daha önce tanımlanan ısı değiştirici etkinliğinin (ϵ_{HEX}) COP'a göre değişiminin incelenebileceği grafikler Şekil 2.27 ve Şekil 3.28'de verilmiştir. Kütle oranının sabit kabul edilerek değişik kütle oranları için sonuçların sunulmasının nedeni, ısı değiştiricinin çevrimin kütle oranlarının daha etkin olduğu bir bölümünde bulunmasıdır.

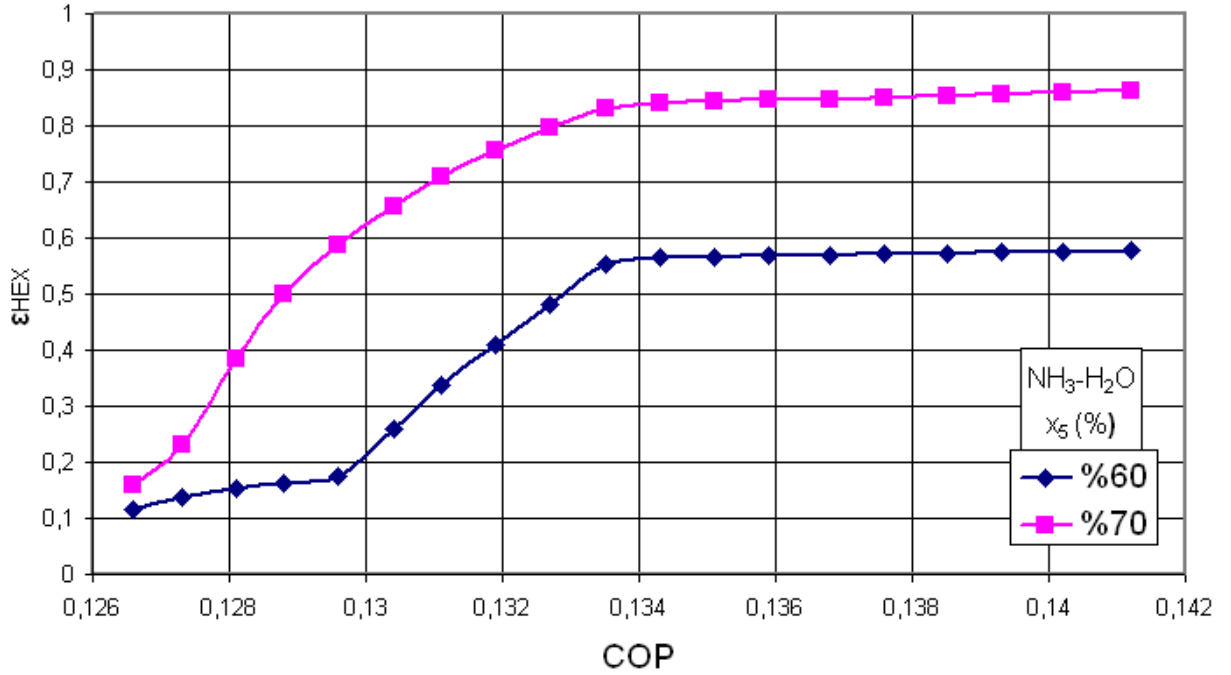
H_2O -LiBr kullanılan sistem için ısı değiştirici etkinliği (ϵ_{HEX}) COP'a göre her iki sabit x_5 değerinde de düşüş göstermiştir. Ancak %60 kütle oranında düşüş 0,655 COP değerine kadar hızlı bir haldeyken bu değerden sonra %70 kütle oranında olduğu gibi daha az bir şekilde düşmüştür. Şekil 3.27'da görüldüğü üzere %70 kütle oranında ısı değiştirici etkinliği (ϵ_{HEX}) %60 kütle oranında olduğuna göre aynı COP değerinde daha düşük seyretmektedir.

NH_3 - H_2O kullanılan sistem için ısı değiştirici etkinliği (ϵ_{HEX}) COP'a göre her iki sabit x_5 değerinde de Şekil 3.28'de görülebileceği devamlı bir yükseliş göstermektedir. Bu yükseliş yine her iki sabit x_5 değerinde de COP, 0,1335'i geçtikten sonra ivmesini kaybetmektedir ve daha düşük bir artış göstermektedir.

Genel anlamda H_2O -LiBr akışkan çifti için her kütle oranında ısı değiştirici etkinliğinin (ϵ_{HEX}) devamlı olarak azaldığı, NH_3 - H_2O akışkan çifti için ise ısı değiştirici etkinliğinin (ϵ_{HEX}) devamlı olarak arttığını yani ısı değiştirici verimi açısından birbirlerinden ters tepki verdikleri söylenebilir.



Şekil 3.27 H_2O -LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için COP- ϵ_{HEX} grafiği

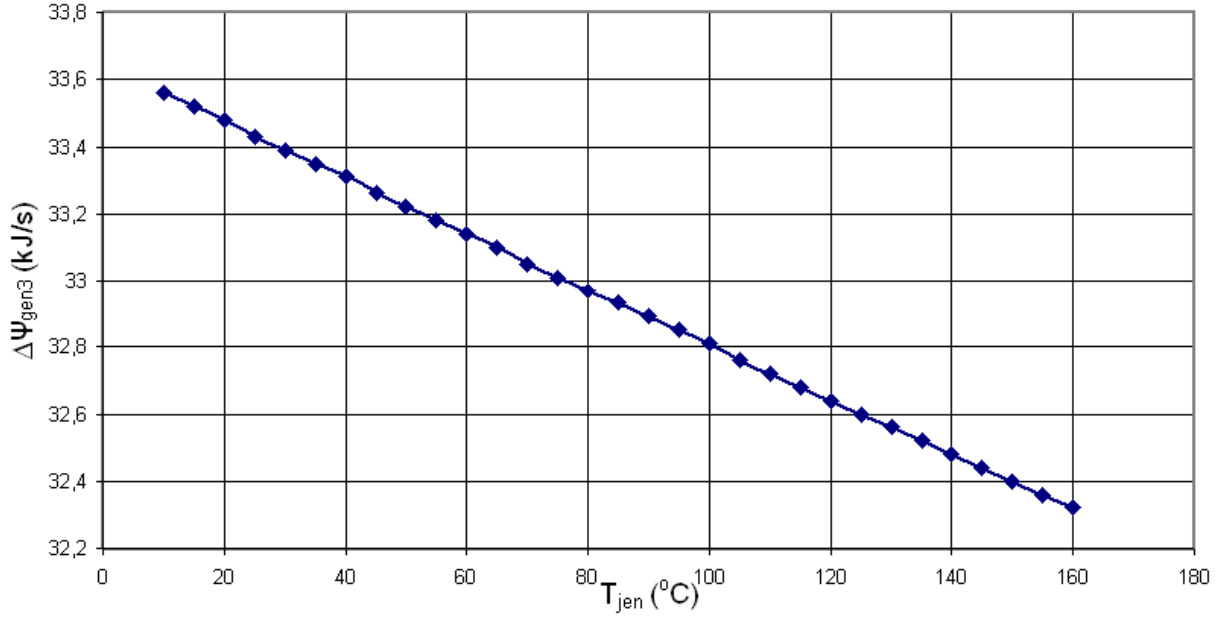


Şekil 3.28 NH₃-H₂O akışkan çifti kullanılan sistem için COP- ε_{HEX} grafiği

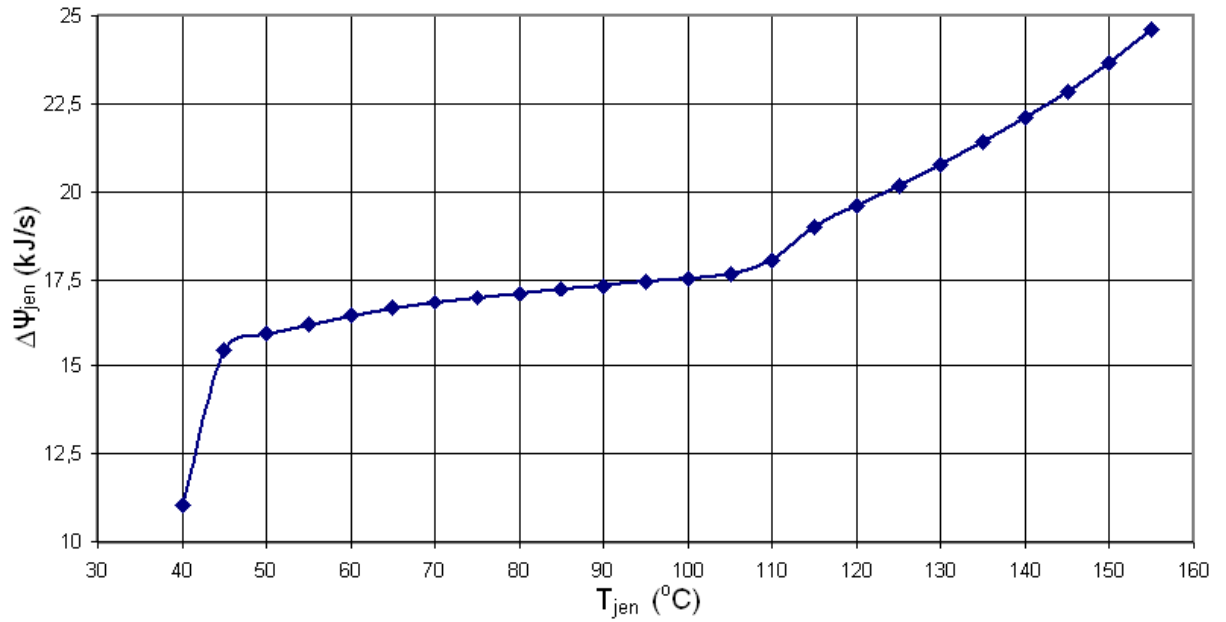
Her iki sistem için ayrı ayrı ekserji kaybının en yüksek olduğu elemanlardaki ekserji kayıplarının sistemlerdeki en etkin parametre olan jeneratör sıcaklığına göre değişimini gösteren grafikler Şekil 3.29, Şekil 3.30, Şekil 3.30, Şekil 3.32, Şekil 3.33 ve Şekil 3.34'de sunulmuştur.

H₂O-LiBr akışkan çifti kullanılan sistemlerde daha öncede değinildiği üzere en yüksek ekserji kaybının yaşandığı eleman 3 numaralı eleman olan genişleme valfidir. Genişleme valfindeki ekserji kaybının ($\Delta\Psi_{gen3}$) jeneratör sıcaklığına (T_{jen}) göre değişimini gösteren grafik Şekil 3.29'da sunulmuştur. Şekil 3.29'da görülebileceği üzere genişleme valfindeki ekserji kaybı ($\Delta\Psi_{gen3}$), jeneratör sıcaklığı (T_{jen}) arttıkça azalmaktadır. Bu azalma devamlı ve doğrusal bir halde devam etmektedir. Bunun nedeni jeneratör sıcaklığı (T_{jen}) arttırıldıkça genişleme valfine gelen akışkanın sıcaklığının daha yüksek ve dolayısıyla entropisinin daha yüksek olması nedeniyle çıkıştaki entropiye yaklaşarak entropi farkını düşürmesidir.

NH₃-H₂O akışkan çifti kullanılan sistemlerde daha yine daha önce değinildiği üzere en yüksek ekserji kaybının yaşandığı eleman 1 numaralı eleman olan jeneratördür. Jeneratördeki ekserji kaybının ($\Delta\Psi_{jen}$) jeneratör sıcaklığına (T_{jen}) göre değişimini gösteren grafik Şekil 3.30'da sunulmuştur. Şekil 3.30'da görülebileceği üzere jeneratördeki ekserji kaybı ($\Delta\Psi_{jen}$), jeneratör sıcaklığı (T_{jen}) arttırıldıkça artmaktadır. Bu artış sürekli bir halde olmakla birlikte 45°C'nin altındaki değerlerde artış hızı çok yüksek olmaktadır.

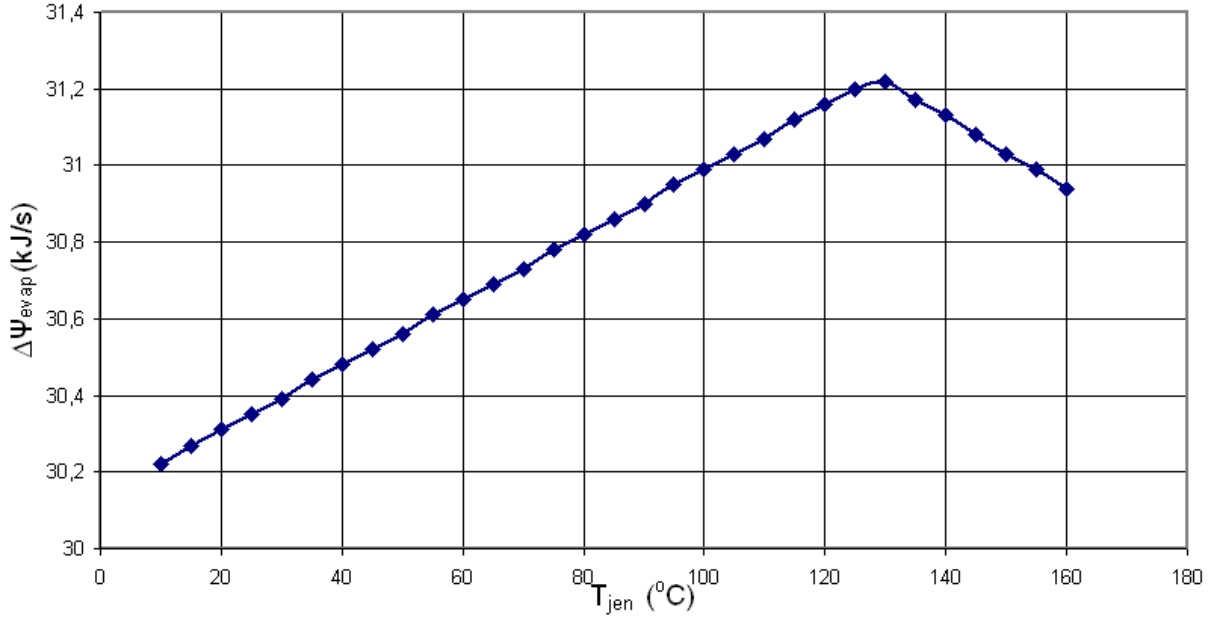


Şekil 3.29 H₂O-LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için T_{jen} (°C) - ΔΨ_{gen3} (kJ/s) grafiği



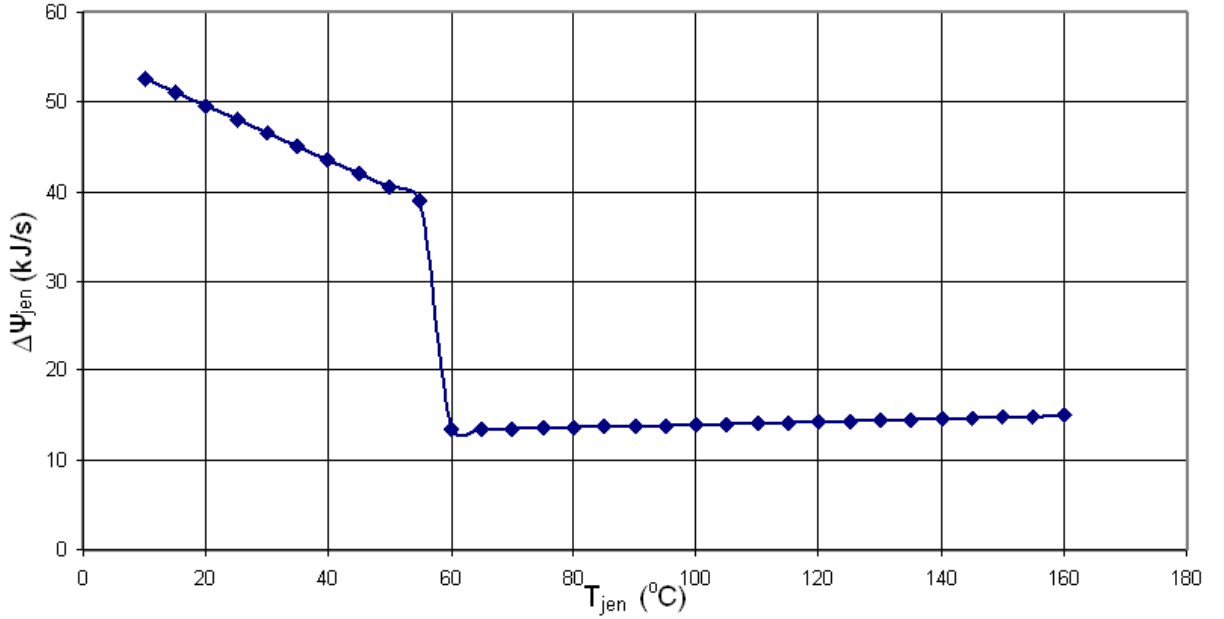
Şekil 3.30 NH₃-H₂O akışkan çifti kullanılan sistem için T_{jen} (°C) - ΔΨ_{jen} (kJ/s) grafiği

H₂O-LiBr akışkan çifti kullanılan sistemlerde en yüksek ekserji kaybının yaşandığı elemanlardan biri de 4 numaralı eleman olan evaporatördür. Evaporatördeki ekserji kaybının (ΔΨ_{evap}) jeneratör sıcaklığına (T_{jen}) göre değişimini gösteren grafik Şekil 3.31'de sunulmuştur. Şekil 3.31'da görülebileceği üzere evaporatördeki ekserji kaybı (ΔΨ_{evap}), jeneratör sıcaklığı (T_{jen}) arttıkça artmaktadır. Ancak bu artış ekserji kaybının 130 °C jeneratör sıcaklığında tepe noktasına ulaşmasıyla düşüşe geçmektedir.



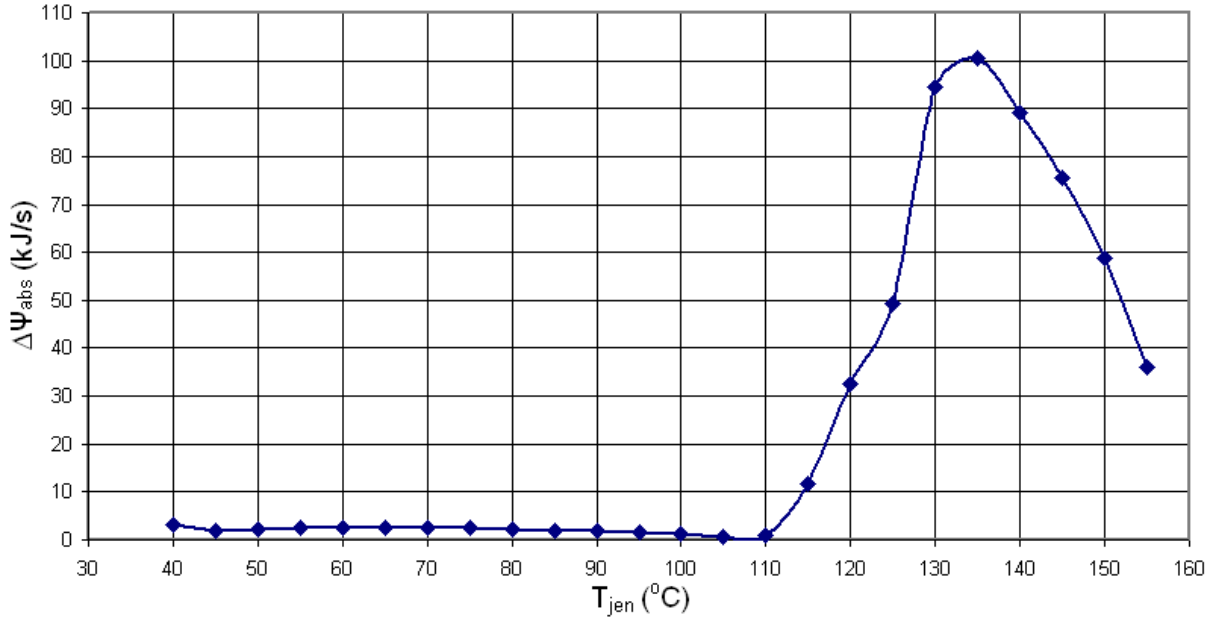
Şekil 3.31 H₂O-LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için T_{jen} (°C) - ΔΨ_{evap} (kJ/s) grafiği

H₂O-LiBr akışkan çifti kullanılan sistemlerde en yüksek ekserji kaybının yaşandığı elemanlardan bir diğeri ise 1 numaralı eleman olan jeneratördür. Jeneratördeki ekserji kaybının (ΔΨ_{jen}) jeneratör sıcaklığına (T_{jen}) göre değişimini gösteren grafik Şekil 3.32'de sunulmuştur. Şekil 3.32'da görülebileceği üzere jeneratördeki ekserji kaybı (ΔΨ_{jen}), jeneratör sıcaklığı (T_{jen}) arttıkça azalmaktadır. Ancak bu azalma jeneratör sıcaklığı 55 °C ile 60 °C arasında ani bir şekilde gerçekleşerek daha sonra düşük bir şekilde artışa geçer.



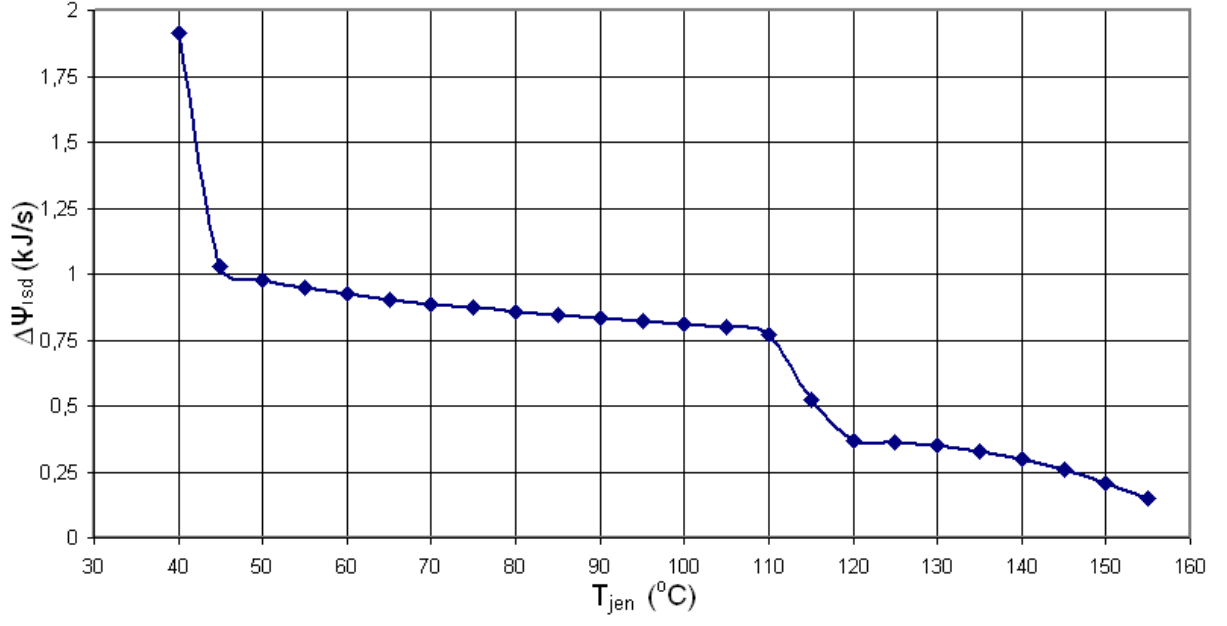
Şekil 3.32 H₂O-LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için T_{jen} (°C) - ΔΨ_{jen} (kJ/s) grafiği

$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çifti kullanılan sistemlerde en yüksek ekserji kaybının yaşandığı elemanlardan biri 5 numaralı eleman olan absorberdir. Absorberdeki ekserji kaybının ($\Delta\Psi_{\text{abs}}$) jeneratör sıcaklığına (T_{jen}) göre değişimini gösteren grafik Şekil 3.33’de sunulmuştur. Şekil 3.33’de görülebileceği üzere absorberdeki ekserji kaybı ($\Delta\Psi_{\text{abs}}$), $110\text{ }^\circ\text{C}$ ’ye kadar yaklaşık olarak sabit seyretmekteyken jeneratör sıcaklığı (T_{jen}) $110\text{ }^\circ\text{C}$ ’yi geçtikten sonra hızlı bir artış $135\text{ }^\circ\text{C}$ ’de tepe noktasına ulaştıktan sonra ise hızlı bir düşüş sergilemektedir.



Şekil 3.33 $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çifti kullanılan sistem için $T_{\text{jen}}\text{ (}^\circ\text{C)}$ - $\Delta\Psi_{\text{abs}}\text{ (kJ/s)}$ grafiği

$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çifti kullanılan sistemlerde en yüksek ekserji kaybının yaşandığı elemanlardan biri olan 8 numaralı eleman olan ısı değiştiricideki ekserji kaybının ($\Delta\Psi_{\text{isd}}$) jeneratör sıcaklığına (T_{jen}) göre değişimini gösteren grafik Şekil 3.34’de görülebileceği üzere ısı değiştiricideki ekserji kaybı ($\Delta\Psi_{\text{isd}}$), jeneratör sıcaklığı (T_{jen})’nin artışına bağlı olarak hızla düşmektedir.



Şekil 3.34 $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çifti kullanılan sistem için T_{jen} (°C) - $\Delta\Psi_{isd}$ (kJ/s) grafiği

4. TEK ETKİLİ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN SONLU ZAMAN TERMODİNAMİĞİ TEORİSİNE GÖRE ANALİZİ

Bu bölümde, 3. bölümde analizi yapılan absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin EPC değerleri sonlu zaman termodinamiği ile incelenmiştir. İncelemelerde Şahin ve Kodal (1999), Şahin vd., (2001), Üst vd., (2011) ile Woufack ve Tchinda (2010) tarafından gerçekleştirilen çalışmalar temel alınmıştır.

Tersinir Carnot çevriminde soğutma makinaları ve ısı pompaları için performans katsayısı ancak sonsuz yavaş bir prosesle termodinamik denge içinde elde edilebilir. Bu nedenle sonlu boyuttaki bir ısı değiştirici ile belirli bir soğutma yükünün elde edilmesi mümkün değildir. (Kas, 2001)

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = 0, \quad \dot{Q}_{\text{jen}} = 0 \quad \text{için} \quad 0 < A < \infty. \quad (4.1)$$

Belirli bir ısıtma ve soğutma yükünün elde edilebilmesi için ısı değiştirici alanının sonsuz olması gerekir.

$$A \rightarrow \infty \quad \text{için} \quad \dot{Q}_{\text{evap}} > 0 \quad \text{yada} \quad \dot{Q}_{\text{jen}} > 0 \quad (4.2)$$

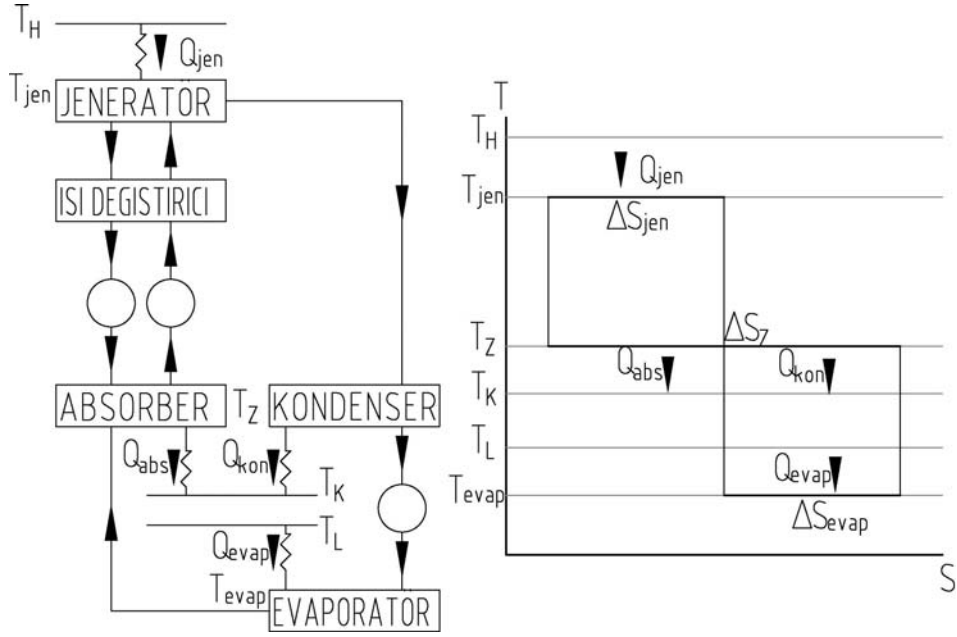
Buradan yola çıkarak denklem (3.54)'de verilen soğutma tesir katsayısı ve aynı ifadenin farklı bir tanımı olarak verilen (4.3) denkleminin gerçek soğutma makinaları için kötü bir referans olduğu söylenebilir.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{jen}}} \quad (4.3)$$

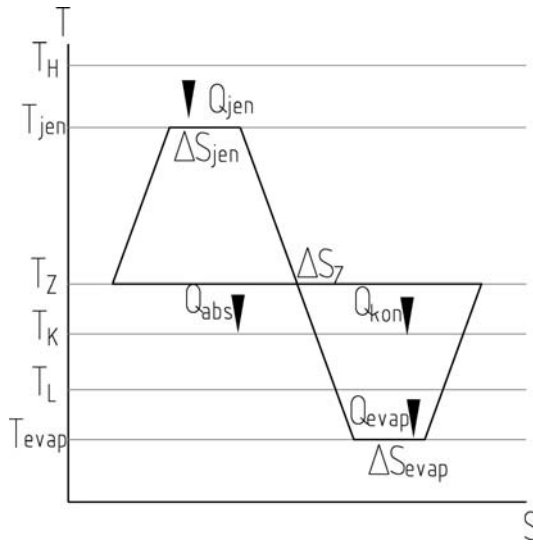
Bugüne kadar yapılan çoğu çalışmada, amaç fonksiyonu, absorbsiyonlu soğutucuların optimizasyonu için seçilmiştir ve ekolojik açıdan bir değerlendirme niteliği taşımamaktaydı. Bu nedenle Üst vd., (2007) ekolojik performans katsayısı adı verilen yeni bir termo-ekolojik amaç fonksiyonu üzerinde çalışmışlardır. Bu bölümde EPC kriteri temelli optimizasyon iç tersinir ve tersinmez absorbsiyonlu soğutma sistemleri için incelenecektir.

Çalışmanın bu bölümünde, 3. bölümde tanıtılan ve ekserji analizleri sunulan H₂O-LiBr ve NH₃-H₂O kullanılan tek etkili absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin daha gerçekçi bir optimizasyonu için, daha önce tanımlanan EPC kriterini amaç fonksiyonu olarak belirleyerek buna bağlı optimizasyon çalışması yapılmıştır. Yapılan literatür taramasında daha önce yapılan benzer bir çalışmaya rastlanmamıştır.

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi Şekil 4.1'de görülebilir.



Şekil 4.1 Dört ısı kaynaklı iç tersinir tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik ve T-S diyagramı



Şekil 4.2 Dört ısı kaynaklı tersinmez tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemine ait T-S diyagramı

Isı değiştirici transfer katsayısı, sistemdeki tüm ısı değiştiriciler için $0.5 \text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$ kabul edilmiştir. Isı kaynaklarındaki sıcaklıklar ise ekserji analizindeki sistemlere uygun olarak yüksek ısı kaynağı için 372°C , ısı kuyusu için 35°C , düşük sıcaklıktaki ısı kaynağı için 35°C kabul edilmiştir. Isı transferi alanları da aynı şekilde ekserji analizinde incelenen sistemlere uygun şekilde kabul edilmiştir.

Şekil 4.1'de şematik diyagramı verilen sistemde sıcak ısı kaynağından, soğuk ısı kaynağından ve dış ortama gerçekleşen ısı transferleri sırasıyla,

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{Q}_L = U_L A_L (T_L - T_{\text{evap}}) \quad (4.4)$$

$$\dot{Q}_K = \dot{Q}_{\text{kon}} + \dot{Q}_{\text{abs}} \quad (4.5)$$

$$\dot{Q}_K = U_K A_K (T_Z - T_K) \quad (4.6)$$

$$\dot{Q}_{\text{jen}} = \dot{Q}_H = U_H A_H (T_H - T_{\text{jen}}) \quad (4.7)$$

Termodinamiğin I. kanuna göre,

$$\dot{Q}_{\text{jen}} + \dot{Q}_{\text{evap}} - \dot{Q}_K = 0 \quad (4.8)$$

Bulunan ısı transferi eşitlikleri denklem (4.8)'de yerine koyulursa;

$$U_H A_H (T_H - T_{\text{jen}}) + U_L A_L (T_L - T_{\text{evap}}) - U_K A_K (T_Z - T_K) = 0 \quad (4.9)$$

elde edilir.

Termodinamiğin II. kanununa göre,

$$\oint \frac{\delta \dot{Q}}{T} < 0 \quad (4.10)$$

$$\frac{\dot{Q}_{\text{jen}}}{T_{\text{jen}}} + \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{T_{\text{evap}}} - \frac{\dot{Q}_K}{T_Z} < 0 \quad (4.11)$$

Yine bulunan ısı transferi eşitlikleri denklem (4.11)'de yerine koyulduğunda;

$$\frac{U_H \cdot A_H \cdot (T_H - T_{\text{jen}})}{T_{\text{jen}}} + \frac{U_L \cdot A_L \cdot (T_L - T_{\text{evap}})}{T_{\text{evap}}} - \frac{U_K \cdot A_K \cdot (T_Z - T_K)}{T_Z} < 0 \quad (4.12)$$

elde edilir.

$$I = \frac{\Delta S_Z}{\Delta S_{\text{jen}} + \Delta S_{\text{evap}}} > 1 \quad (4.13)$$

şeklinde iç tersinmezlik parametresi tanımlanarak, termodinamiğin I. ve II. kanunundan,

$$\dot{Q}_{\text{jen}} + \dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{Q}_K \quad (4.14)$$

Yazılırsa ve \dot{Q}_K bu iki denklemde yok edilirse,

$$I \left(\frac{\dot{Q}_{\text{jen}}}{T_{\text{jen}}} + \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{T_{\text{evap}}} \right) - \frac{\dot{Q}_{\text{jen}} + \dot{Q}_{\text{evap}}}{T_Z} = 0 \quad (4.15)$$

ara işlemler tamamlanarak aşağıdaki denklem 4.16,

$$\frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{jen}}} = \frac{\frac{1}{T_{\text{jen}}} - \frac{1}{T_Z}}{\frac{1}{T_Z} - \frac{1}{T_{\text{evap}}}} = \frac{T_{\text{evap}}(IT_Z - T_{\text{jen}})}{T_{\text{jen}}(T_{\text{evap}} - IT_Z)} \quad (4.16)$$

elde edilir.

Denklem 4.16'dan absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans katsayısını denklem 4.17'de görüldüğü şekilde elde edebiliriz.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{jen}}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = \frac{T_{\text{evap}}(IT_Z - T_{\text{jen}})}{T_{\text{jen}}(T_{\text{evap}} - IT_Z)} \quad (4.17)$$

Böylece soğutma tesir katsayısı olan COP sadece tersinmezlik parametresi ve sıcaklıklara bağlı bir hale getirilmiş olur. Benzer şekilde diğer parametreler ve amaç fonksiyonu olan EPC'de sadece sıcaklık ve tersinmezlik parametresine bağlı hale getirilecektir.

Bölüm 3'de 3.2.4 başlığı altında tanımlanan ekserjitik performans katsayısı sonlu zaman termodinamiği ile incelenebilir. EPC optimizasyonunu temel alan amaç fonksiyonu denklem 4.18 ve 4.19'te tanımlanmıştır.

$$\text{EPC} = \frac{\dot{E}_X, \dot{Q}_{\text{evap}}}{T_0 \dot{S}_g} \quad (4.18)$$

Üst vd. (2011)'lerine göre burada \dot{S}_g entropi üretim değerini ifade etmektedir. Birimi ise kW/K'dir. T_0 ise sistemin ölü noktasındaki sıcaklık değeridir. $\dot{E}_X, \dot{Q}_{\text{evap}}$ ise sistemin ekserji çıktısıdır. Yapılan tüm bu kabuller ile amaç fonksiyonu olan EPC'yi aşağıdaki gibi tanımlamak mümkündür:

$$\text{EPC} = \frac{|\dot{Q}_{\text{evap}} [(T_L - T_0)/T_L]|}{T_0 \left(\frac{\dot{Q}_K}{T_K} - \frac{\dot{Q}_{\text{jen}}}{T_H} - \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{T_L} \right)} \quad (4.19)$$

Yukarıdaki 4.19 denkleminde tanımlanan EPC değerinde denklem 4.14'ü yerine yazar ve pay ile paydayı \dot{Q}_{jen} 'e bölersek aşağıdaki 4.20 denklemlerini elde ederiz.

$$EPC = \frac{\left| \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{jen}}} \left[\frac{(T_L - T_0)}{T_L} \right] \right|}{T_0 \left(\frac{1}{T_K} + \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{jen}}} \frac{1}{T_K} - \frac{1}{T_H} - \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{jen}}} \frac{1}{T_L} \right)} \quad (4.20)$$

Denklem 4.16’da elde ettiğimiz eşitliği denklem 4.20’de yerine koyarak denklemi sadeleştirdiğimizde,

$$EPC = \frac{\left| \left(\frac{T_{\text{evap}} (IT_Z - T_{\text{jen}})}{T_{\text{jen}} (T_{\text{evap}} - IT_Z)} \right) \left[\frac{(T_L - T_0)}{T_L} \right] \right|}{T_0 \left(\frac{1}{T_K} \left(\frac{T_{\text{evap}} (IT_Z - T_{\text{jen}})}{T_{\text{jen}} (T_{\text{evap}} - IT_Z)} + 1 \right) - \frac{1}{T_H} - \left(\frac{T_{\text{evap}} (IT_Z - T_{\text{jen}})}{T_{\text{jen}} (T_{\text{evap}} - IT_Z)} \right) \frac{1}{T_L} \right)} \quad (4.21)$$

elde edilir.

Böylece soğutma tesir katsayısı olan COP’de olduğu gibi ekserjitik performans katsayısı da (EPC) sadece sıcaklıklar ve tersinmezlik parametresine bağlı hale getirilmiştir.

4.9 ve 4.12 denklemleri kullanılarak, Denklem 4.21’te T_Z ve T_{evap} değişkenleri T_{jen} değişkenine bağlanmıştır. Denklemler analitik olarak Mathematica programında çözülmüştür. Böylece EPC, amaç fonksiyonu T_{jen} ’e bağlı hale getirilmiştir. Alınan sonuçlar denklem 4.22, 4.23, 4.24’de görülebilir:

$$T_Z = T_K + \frac{U_H \cdot A_H \cdot (T_H - T_{\text{jen}})}{U_K \cdot A_K} + \frac{U_L \cdot A_L \cdot (T_L - T_{\text{evap}})}{U_K \cdot A_K} \quad (4.22)$$

$$a = U_H \cdot A_H$$

$$b = U_L \cdot A_L$$

$$c = U_K \cdot A_K$$

$$d = a \cdot b \cdot T_H - a \cdot b \cdot T_{\text{jen}} - b^2 \cdot T_{\text{jen}} - b \cdot c \cdot T_{\text{jen}}$$

$$e = a \cdot T_H (a \cdot T_H + c \cdot T_K + b \cdot T_L - 2 \cdot a \cdot T_{\text{jen}} - b \cdot T_{\text{jen}} - c \cdot T_{\text{jen}}) - a \cdot T_{\text{jen}} (c \cdot T_K + b \cdot T_L - a \cdot T_{\text{jen}} - b \cdot T_{\text{jen}} - c \cdot T_{\text{jen}}) - b \cdot T_{\text{jen}} (c \cdot T_K + 2 \cdot b \cdot T_L + c \cdot T_L)$$

$$f = b \cdot T_{\text{jen}} \cdot T_L (a \cdot T_{\text{jen}} - a \cdot T_H - c \cdot T_K - b \cdot T_L) \quad (4.23)$$

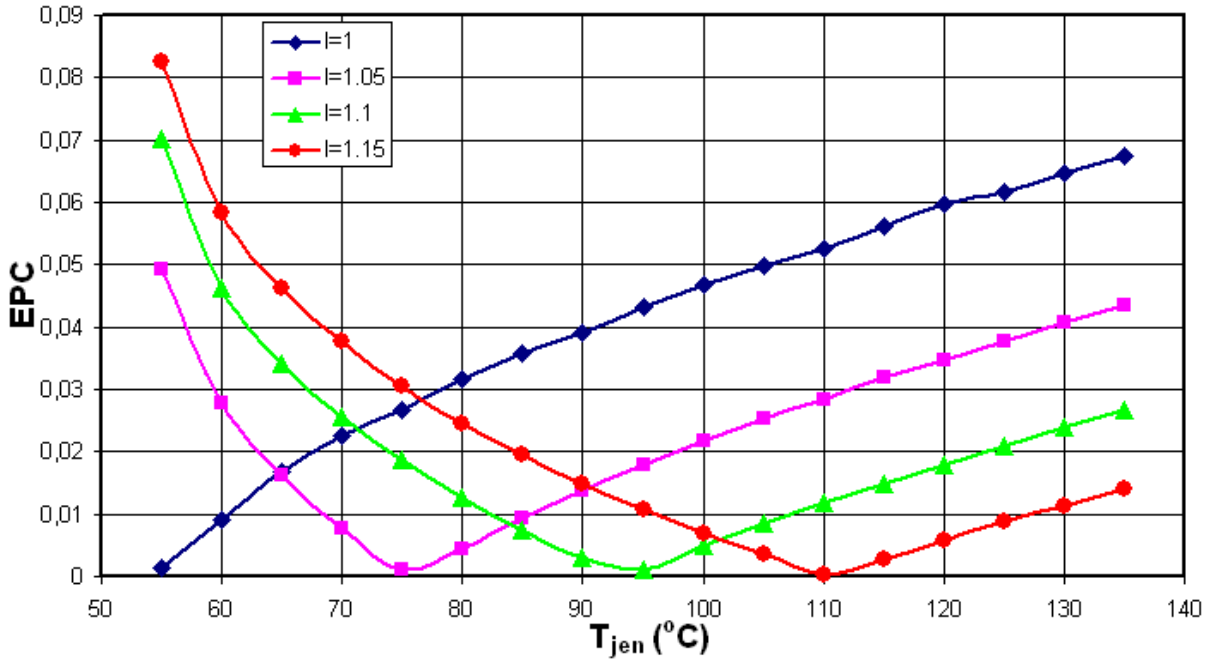
Denklem 4.23’da tanımlanan a, b, c, d, e, f değerleriyle T_{evap} , denklem 4.24’da görüldüğü gibi sadece T_{jen} ’e bağlı olarak elde edilebilir.

$$T_{\text{evap}} = \frac{1}{2 \cdot d} \cdot e + \sqrt{(-e)^2 - 4 \cdot d \cdot f} \quad (4.24)$$

EPC ve COP amaç fonksiyonları nümerik olarak optimize edilmiş ve elde edilen sonuçlar aşağıdaki grafikler ile sunulmuştur.

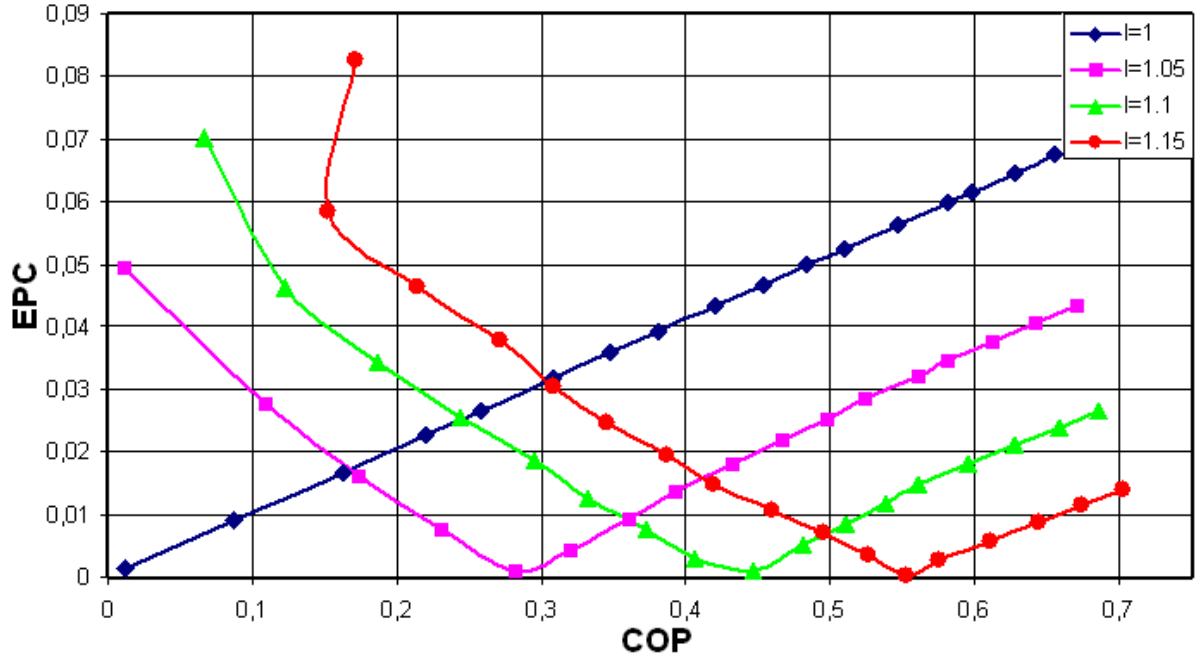
Absorbsiyonlu soğutma sistemi için 4.21 denklemiyle tanımlanan EPC amaç fonksiyonu ve sisteme ait bazı önemli değerlere bağlı olarak hazırlanan grafikler aşağıda verilmiştir. Verilen grafiklerde I değeri bire eşit olduğunda sistemin iç tersinir $I > 1$ olduğunda ise tersinmez olduğu unutulmamalıdır.

Jeneratördeki sıcaklık olan T_{jen} sıcaklığı ile EPC değerine bağlı olarak hazırlanan grafik Şekil 4.3'de görülebilir. İç tersinir durum için EPC değeri, T_{jen} sıcaklığı arttıkça devamlı ve düzenli bir artış göstermektedir. Ancak tüm tersinmez durumlarda ($I > 1$ için) EPC değeri belirli bir T_{jen} sıcaklığına kadar düşüş gösterirken daha sonra artışa geçmektedir. EPC değerinin taban değerine ulaştığı bu T_{jen} sıcaklığı tersinmezlik arttıkça artmaktadır.



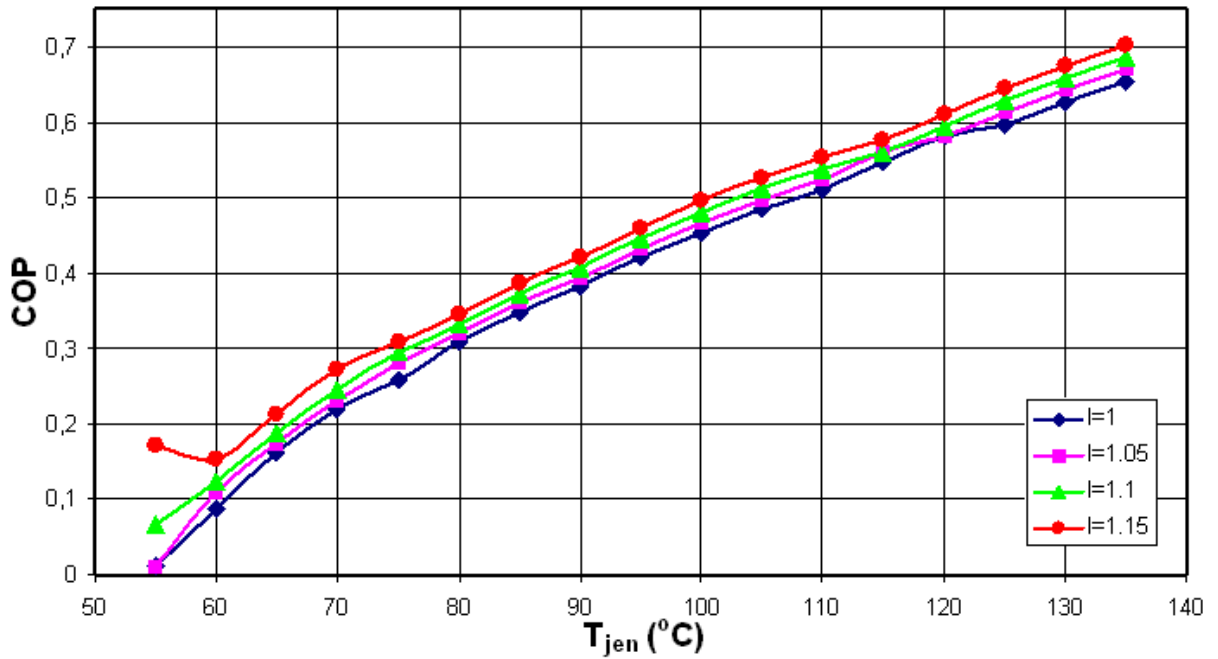
Şekil 4.3 Absorbsiyonlu soğutma sistemi için T_{jen} (°C) -EPC grafiği

Şekil 4.4'te görülebileceği üzere EPC değeri, absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans katsayısına (COP) göre T_{jen} sıcaklığına değişimine gösterdiği benzer bir şekilde değişim göstermektedir. İç tersinir durum için COP arttıkça EPC değeri de sürekli artmaktayken tersinmez durumlarda EPC durumu önce düşüş daha sonra artış göstermektedir.



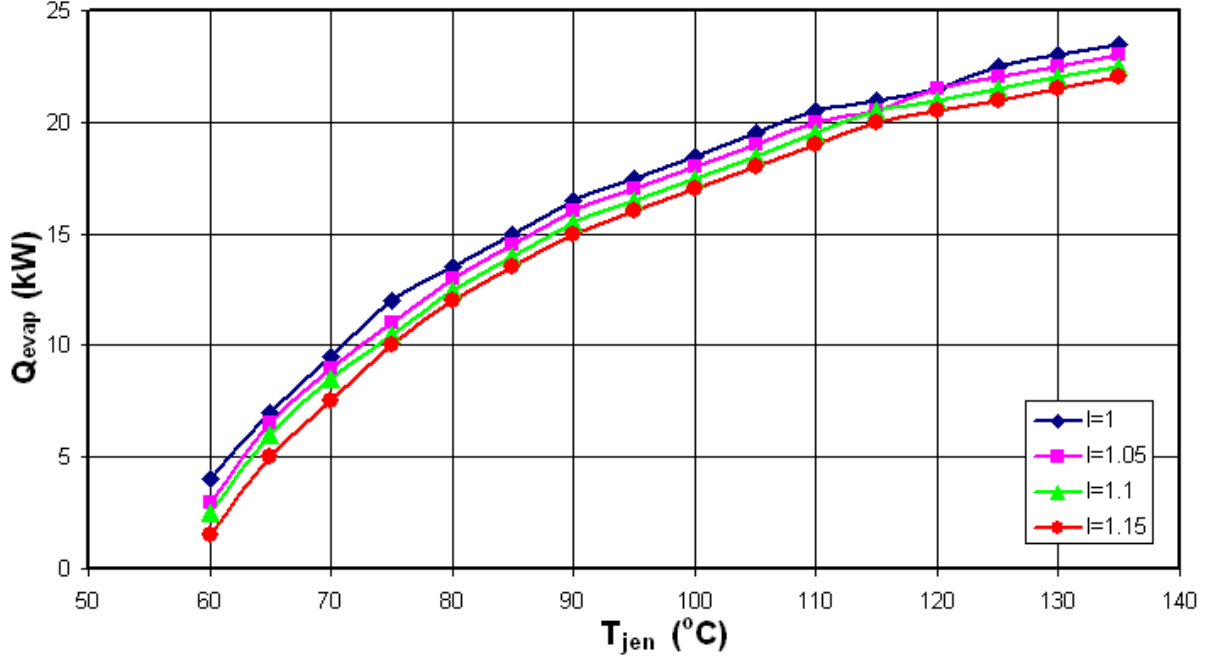
Şekil 4.4 Absorbsiyonlu soğutma sistemi için COP-EPC grafiği

Hem iç tersinir hem tersinmez durumlar için absorbsiyonlu soğutma sisteminin performans katsayısı (COP), T_{jen} sıcaklığı arttıkça devamlı olarak artmaktadır. Tersinmezlik arttıkça COP değeri aynı sıcaklıkta daha düşüktür. En yüksek COP değeri beklenildiği üzere iç tersinmez durumda gerçekleşmektedir. (Şekil 4.5)

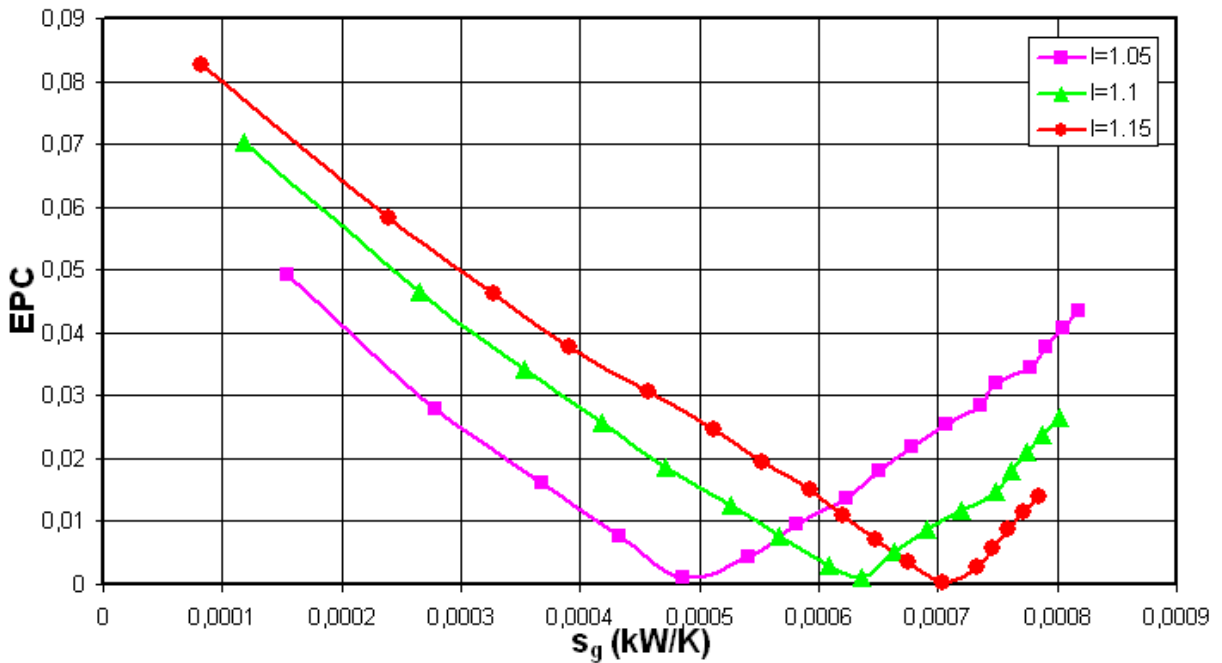


Şekil 4.5 Absorbsiyonlu soğutma sistemi için T_{jen} (°C) -COP grafiği

Evaporatörde verilen ısı olan \dot{Q}_{evap} 'ın, T_{jen} sıcaklığına bağlı grafiği Şekil 4.6'te görülebilir. Tüm durumlarda \dot{Q}_{evap} , T_{jen} sıcaklığının artışına bağlı olarak devamlı bir artış göstermektedir. Aynı sıcaklıktaki \dot{Q}_{evap} değeri tersinmezlik arttıkça kayıplardan dolayı azalmaktadır.



Şekil 4.6 Absorbsiyonlu soğutma sistemi için $T_{\text{jen}} (^\circ\text{C}) - \dot{Q}_{\text{evap}} (\text{kW})$ grafiği



Şekil 4.7 Absorbsiyonlu soğutma sistemi için $s_g (\text{kW/K}) - \text{EPC}$ grafiği

Woufack ve Tchinda (2010) tarafından tanımlanan spesifik entropi üretimi değeri olan \dot{s}_g değerinin EPC'ye göre değişimi Şekil 4.7'de görülebilir. EPC'nin spesifik entropi üretimi

değerine göre belli bir değere kadar azaldığı daha sonra artışa geçtiği söylenebilir. Tersinir durum için spesifik entropi üretimi değeri tüm EPC değerleri için sifıra yakın olduğundan grafikte gösterilmemiştir.

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Çalışmada, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin tam bir ekserjitik performans katsayısı (EPC) analizi için bazı numerik ve analitik çözümler uygulanmıştır. Bu analizler bazı temel kabuller altında yapılmıştır:

1. Akışın sürekli ve debinin sabit olduğu kabul edilmiştir.
 2. Elemanların kimyasal, kinetik ve potansiyel enerji ve ekserjileri ihmal edilmiştir.
 3. Sistemdeki basınç ve sürtünme kayıpları ihmal edilmiştir.
 4. Sistem ve çevre arasındaki ısı transferinden kaynaklanan ısı kayıp ve kazançları ihmal edilmiştir.
 5. Genleşme valfinden soğutucu akışkanların sabit entalpi ile genişlediği kabul edilmiştir.
3. bölümde gerçekleştirilen ekserji analizinin, H₂O-LiBr akışkan çifti kullanılan sistem için temel sonuçları Çizelge 3.1 ve Çizelge 3.2’de görülebilir. NH₃-H₂O akışkan çifti kullanılan sistem için ise temel sonuçlar Çizelge 3.3 ve Çizelge 3.4’de görülebilir. Bu sonuçlardan görülebileceği üzere farklı akışkan çiftleri için en yüksek ve en düşük ekserji kayıplarının yaşandığı elemanlar farklılık göstermektedir. Ancak yinede her iki sistem için jeneratörde yüksek ekserji kayıpları gözlemlendiği söylenebilir. Yine her iki sistem içinde ortak bir nokta olarak pompada düşük ekserji kaybı yaşandığı belirtilmelidir.

Temel alınan koşullar için ekserji analizi yapılan sistemler için hazırlanan Çizelge 3.2 ve Çizelge 3.4’e bakıldığında H₂O-LiBr akışkan çifti kullanılan sistemin COP ve EPC değerlerinin, NH₃-H₂O akışkan çifti kullanılan sisteme göre çok daha yüksek olduğu görülmektedir. Aynı şekilde soğutma yükünün ekserji değerinin H₂O-LiBr akışkan çifti kullanılan sistemde daha yüksek olduğu görülmektedir.

Ekserji analizi gerçekleştirilen 3. bölümde sistemlerin çeşitli elemanlarındaki sıcaklık değişimlerine bağlı olarak çizdirilen tüm grafikler incelendiğinde, sisteme en çok etki eden sıcaklığın jeneratördeki sıcaklık olduğu görülebilmektedir. Bir sonraki bölüm olan sonlu zaman termodinamiğinde de temel parametre olarak jeneratördeki sıcaklık olan T_{jen} ’in kullanılarak diğer elemanlardaki tüm sıcaklıkların analitik olarak çözümlenerek T_{jen} ’e bağlı hale getirilmesinin nedeni de ekserji analizi sonucunda jeneratör sıcaklığının en temel parametre olarak ortaya çıkmasıdır.

Şekil 3.12’de ekserji analizi sonucu, Şekil 4.3’te ise sonlu zaman termodinamiği analizi sonucu ortaya çıkan EPC’nin jeneratör sıcaklığına göre değişimine bağlı grafiklere bakıldığında her iki akışkan çiftinin ekserji analizi sonucu EPC değişiminin sonlu zaman termodinamiğinde alınan sonuca benzer olduğunu söylemek mümkündür. Ancak sonlu zaman termodinamiği analizinden çıkan sonuçlardaki EPC değerleri $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çiftinden alınan sonuçlara daha yakın gözükmektedir.

Şekil 3.15, Şekil 3.16, Şekil 3.17 ve Şekil 3.18’de her iki sistem için değişik noktalardaki kütle oranı değişimlerinden EPC amaç fonksiyonunun değişimi gözlenebilmekte ve buna bağlı olarak optimal çalışma için kütle oranları görülebilmektedir

En yüksek ekserji kaybına sahip elemanların jeneratör sıcaklığına göre ekserji kaybı değerlerindeki değişim Şekil 3.29, Şekil 3.30, Şekil 3.31, Şekil 3.32 ve Şekil 3.33’de verilmiştir. Bu grafiklerden herhangi bir elemanın ekserji kaybının düşük olduğu jeneratör sıcaklıkları seçilebilir.

Sonlu zaman termodinamiği analizi sonucu ortaya çıkan ekserjitik performans katsayısı olan EPC’nin, performans katsayısına (COP) göre değişimini gösteren grafik Şekil 4.4’de görülebilir. Bu grafikte iç tersinir durum için görülen EPC’nin COP değerine arttıkça sürekli artması hali ekserji analizi sonucunda ortaya çıkan Şekil 3.19 ve Şekil 3.20’de görülebilir.

Şekil 4.5’de görüldüğü üzere COP değeri, T_{jen} sıcaklığı arttırıldıkça yükselmektedir. \dot{Q}_{evap} değeri de aynı şekilde artmaktadır. Zaten COP, evaporatörde verilen ısıya bağlı bir fonksiyon olduğundan bu şekilde bir değişim beklenilmektedir.

Tersinmezlik parametresi olan I arttıkça aynı jeneratör sıcaklığında soğutma yükü azalmaktadır. Tersinmezlik ile birlikte kayıplarında artmasından dolayı beklenen bu durum Şekil 4.6’da görülebilir.

Jeneratör sıcaklığı belirlenirken sonlu zaman termodinamiği teorisi ile yapılan analiz sonuçlardan ortaya çıkan Şekil 4.3’de EPC’nin taban yaptığı sıcaklıklardan kaçınılmalıdır.

Şekil 3.12’de görüldüğü üzere EPC değeri düşük sıcaklıklarda daha yüksektir. Bunun nedeni tek etkili absorpsiyonlu sistemin düşük sıcaklıkta enerjili kaynaklara daha uygun olmasıdır. Bu nedenle sistemin optimum şartlarda çalışabilmesi açısından jeneratör sıcaklığının sistemin çalışmasına engel olmayacak kadar düşük sıcaklıklarda tutulması uygun olacaktır. Özellikle $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çiftinden alınan sonuçlara bakıldığında 105°C ve altı jeneratör sıcaklıklarında sistemin EPC katsayısının oldukça yüksek olduğunun ve ekolojik verimlilik açısından sistemin bu jeneratör sıcaklıklarında çalıştırılması gerekmektedir.

Yine Şekil 3.12'deki EPC değerlerinden yapabileceğimiz bir diğer çıkarım ise gemi inşaat sektöründe egzoz atık ısısını kullanmak amacıyla tek etkili absorpsiyonlu sisteme başvurulduğunda egzoz gazındaki yüksek sıcaklıklar dikkate alınması gerekmektedir. Buna bağlı olarak egzoz gazının jeneratöre sıcaklığının daha düşük olduğu bacanın üst taraflarından alınarak verilmesi veya düşük debide verilerek jeneratördeki sıcaklığın çok fazla artmasına neden olmamasına dikkat edilmesi gerekmektedir. Aksi takdirde çok yüksek ekserji kayıplarıyla karşılaşmak olasıdır.

Ancak tüm bu dezavantajlarına rağmen soğutma yükünün kayda değer derecede arttırmak için jeneratör sıcaklığının arttırılması gerektiği de kaçınılmaz bir gerçektir. (Şekil 4.6) Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemini çalıştıramayacak kadar düşük sıcaklıklar ile yüksek soğutma yükü elde etmek için yarım kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemine geçilebilir. Ancak bu sistem için henüz bir araştırma yapılmamış olup bu sistemlerin optimizasyonu başka bir çalışmanın konusu olabilir.

Mutlaka yüksek enerjili bir kaynaktan yararlanılması ve jeneratör sıcaklığının yüksek tutulması gerekiyor ise çift veya daha çok kademeli sistemlere geçilmesi uygun olacaktır. Ancak bu sistemlerin ekserji analizi ve sonlu zaman termodinamiği teorisi analizinin birlikte yapılarak sistemin optimum çalışma şartlarının belirlenmesi gerekmektedir. Çift veya daha çok kademeli bir sistemin optimizasyonu araştırılması gereken bir konu olup başka bir çalışmanın konusu olabilir.

H₂O-LiBr akışkan çiftinin kullanıldığı sistemlerde EPC daha yüksek ve ekserji kayıpları daha düşük gözükse de bu akışkan çiftinin kristalizasyon tehlikesi nedeniyle sistemin kullanılacağı şartların iyi incelenmesi gerekmektedir. Sistemin kristalizasyon nedeniyle devre dışı kalması bir yana kristalizasyon sınırından uzakta çalışmak amacıyla ekolojik verimlilikten de farkında olmadan fedakarlık edilebilir. H₂O-LiBr akışkan çiftinin kristalizasyonu hattının gösterildiği bir grafik Şekil 2.17'de görülebilir. Kristalizasyon sınırından uzak kalmak için kütle oranındaki değişimler sırasında EPC'nin ne kadar düzensiz hale gelebileceği de Şekil 3.15 ve 3.17'de görülebilir. Buna göre H₂O-LiBr akışkan çiftinin kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sistemleri seçildiğinde Şekil 2.17 yardımıyla kristalizasyon sınırından uzak olunmasına çok dikkat edilmesi gerekirken Şekil 3.15 ve Şekil 3.17 yardımıyla EPC'nin yüksek olduğu uygun kütle oranları seçilmelidir. Böylece sistemin kütle oranlarına göre optimum çalışma şartları seçilebilir.

NH₃-H₂O akışkan çiftinin kullanıldığı sistemlerde kristalizasyon tehlikesi yoktur. Bu durum Şekil 3.16 ve Şekil 3.18'de de EPC'nin düzenli değişimine neden olmuştur. Ancak yinede

jeneratörden absorbere giden hatta %37 veya daha düşük, absorberden jeneratöre giden hatta ise %45 civarında bir kütle oranı ile sistemi çalıştırmak optimum şartları sağlamamızı kolaylaştıracaktır.

Bu tez kapsamında incelenen tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin daha net bir şekilde optimizasyonunun yapılması açısından aynı sistemlerin yine sonlu zaman termodinamiği teorisi yardımıyla termoeconomik optimizasyonlarının yapılarak bu çalışmada sunulan sonuçlarla birlikte değerlendirilmesi uygun olacaktır. Bu sistemlerin termoeconomik optimizasyonunun yapılması başka bir çalışmanın konusu olabilir. Bu konuda Kodal vd., (2003), Şahin ve Kodal (1999), Şahin vd., (2001), Şahin ve Kodal (2002) yaptıkları çalışmalar termoeconomik optimizasyon konusunda yapılacak bir çalışmada yardımcı olması amacıyla ya da bu çalışmayla birlikte değerlendirilebilir.

KAYNAKLAR

Akdemir, Ö. ve Güngör, A., (2001), “Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri; Verimlerini Arttırmak için Geliştirilen Çevrimler”, V.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi: 99-112

Alam, K.C.A., Saha, B.B., Akisawa, A. ve Kashiwagi, T., (2001), “Optimization of a Solar Driven Absorption Refrigeration System”, *Energy Conversion & Management* 42: 741-753

Alefeld, G. ve Ziegler, F., (1985), *Advanced Heat Pump & Air Conditioning Cycle For The Working Pair Li/Br-H₂O Industrial Applications*, Ashrae Transcation

Annamalai, K. ve Puri, I.K., (2002), *Advanced Thermodynamics Engineering*, CRC Press, Florida

Aphornratana S. ve I.W. Eames (1997), “A Small Capacity Steam-ejector Refrigerator: Experimental Investigation of a System Using Ejector with Movable Primary Nozzle”, *International Journal of Refrigeration*: 352–358

Asdrubali, F. ve Grignaffini, S., (2005), “Experimental Evaluation of the performances of a H₂O-LiBr Absorption Refrigerator Under Different Service Conditions”, *International Journal of Refrigeration* 28: 489-497

Assilzadeh, F., Kalogirou, S.A., Ali, Y. ve Sopian, K., (2005), “Simulation and Optimization of a LiBr Solar Absorption Cooling System with Evacuated Tube Collectors”, *Renewable Energy* 30: 1143-1159

Atmaca, İ. ve Yiğit, A., (2002), “Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Simülasyonu”, *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi* 3: 125-136

Babadağlı, A., (2005), “Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Termoekonomik Optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, SDÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta

Balghouthi, M., Chahbani, M.H. ve Guizani A., (2008), “Feasibility of Solar Absorption Air Conditioning in Tunisia”, *Building and Environment* 43: 1459-1470

Berry, R.S., Kazakov, V.A., Sieniutycz, S., Szwast, Z. ve Tsirlin, A.M., (1999), *Thermodynamic Optimization of Finite-Time Processes*, John Wiley & Sons, West Sussex

Bhardwaj, P.K., Kaushik, S.C. ve Jain, S., (2003), “Finite Time Optmization of an Endoreversible and Irreversible Vapour Absorption Refrigeration System”, *Energy Conversion & Management* 44: 1131-1144

Bhardwaj, P.K., Kaushik, S.C. ve Jain, S., (2005), “General Performance Characteristics of an Irreversible Vapour Absorption Refrigeration System Using Finite Time Thermodynamic Approach”, *International Journal of Thermal Sciences* 44: 189-196

Çelik, A.T., (2007), “Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri”, Yüksek Lisans Tezi, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli

Chen, J. ve Schouten, J.A., (1997), "Optimum Performance Characteristics of an Irreversible Absorption Refrigeration System", *Energy Conversion & Management* 39: 999-1007

Chen, L., Li, Y., Sun, F. ve Wu, C., (2002), "Optimal Performance of an Irreversible Absorption Refrigerator", *Exergy, an International Journal* 2: 167-172

Chua, H.T., Toh, H.K., Malek, A., Ng, K.C. ve Srinivasan, K., (2000), "Improved Thermodynamic Property Fields of LiBr-H₂O Solution", *International Journal of Refrigeration* 23: 412-429

Çengel, Y.A. ve Boles, M.A., (2002), *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, McGraw-Hill, USA

Duryamaz, A., Sogut, O.S., Sahin, B. ve Yavuz, H., (2004), "Optimization of Thermal Systems Based on Finite-Time Thermodynamics and Thermoconomics", *Progress in Energy and Combustion Science* 30: 175-217

Fathi, R., Guemimi, C. ve Ouaskit, S., (2004), "An Irreversible Thermodynamic Model for Solar Absorption Refrigerator", *Renewable Energy* 29: 1349-1365

Gebreslassie, B.H., Medrano, M. ve Boer, D., (2010), "Exergy Analysis of Multi-Effect Water-LiBr Absorption Systems: From Half to Triple Effect", *Renewable Energy*: 1-10

Göktun, S., (1999), "Optimal Performance of an Irreversible, Heat Engine-Driven, Combined Vapor Compression and Absorption Refrigerator", *Applied Energy* 62, 67-79

Göktun, S. ve Er, İ.D., (2000), "Optimum Performance of Irreversible Cascaded and Double Effect Absorption Refrigerators", *Applied Energy* 67: 265-279

Herold K.E., Radermacher R., Sanford. K.A. (1996). "Absorption Chiller and Heat Pumps", CRC Press, Inc, 1-7.

Ishida, M. ve Ji, J., (1999), "Graphical Exergy Study on Single Stage Absorption Heat Transformer", *Applied Thermal Engineering* 19: 1191-1206

Kaita, Y., (2001), "Thermodynamic Properties of Lithium Bromide-Water Solutions at High Temperatures", *International Journal of Refrigeration* 24: 374-390

Kas, Ö., (2001), "Alternatif Performans Kriterlerine Dayalı Olarak Soğutma Makinaları ve Isı Pompalarının Dizayn Parametrelerinin Belirlenmesi", Yüksek Lisans Tezi, YTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

Kaushik, S.C. ve Arora, A., (2009), "Energy and Exergy Analysis of Single Effect and Series Flow Double-Effect Water-Lithium Bromide Absorption Refrigeration Systems", *International Journal of Refrigeration* 32:1247-1258

Kavaklı, A.K., (2005), "Egzoz Gazı ile Çalışan Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Otobüslerde Kullanımı", Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir

Kurtdere, N., (2010), “Güneş Enerjisi ile Çalışan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Termodinamik İncelemesi Sistem Simülasyonu ve Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

Kürtyan, H.K., (2005), “Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Duman, Buhar, Gaz Kullanılarak İkinci Kanuna Göre Termodinamik Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

Li, Z.F., Sumathy K., (2000), “Technology Development in the Solar Absorption Air-Conditioning Systems”, Renewable and Sustainable Energy Reviews 4: 267-293

Li, Z.F., Sumathy K., (2001), “Simulation of a Solar Absorption Air Conditioning System”, Energy Conversion & Management 42: 313-327

McGeorge, H.D., (1995), Marine Auxiliary Machinery, Elsevier Science Ltd., Oxford

Morosuk, T. ve Tsatsaronis, G., (2008), “A New Approach to the Exergy Analysis of Absorption Refrigeration Machines”, Energy 33: 890-907

Mroz, T.M., (2006), “Thermodynamic and Economic Performance of the LiBr-H₂O Single Stage Absorption Water Chiller”, Applied Thermal Engineering 26: 2103-2109

Olcayer, A., (2005), “İki Kademeli NH₃-H₂O Akışkanlı Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Performans ve Ekserji Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

Qin, X., Chen, L., Sun, F. ve Wu, C., (2005), “Thermo-Economic Optimization of an Endoreversible Four-Heat-Reservoir Absorption-Refrigerator”, Applied Energy 81: 420-433

Ratts, E.B. ve Brown, J.S., (2000), “A Generalized Analysis for Cascading Single Fluid Vapor Compression Refrigeration Cycles Using an Entropy Generation Minimization Method”, International Journal of Refrigeration 23: 353-365

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

Sahin, B. ve Kodal, A., (1999), “Finite Time Thermoeconomic Optimization for Endoreversible Refrigerators and Heat Pumps”, Energy Conversion & Management 40: 951-960

Sahin, B. ve Kodal, A., (2001), “Performance Analysis of an Endoreversible Heat Engine Based on a New Thermoeconomic Optimization Criterion”, Energy Conversion & Management 42: 1085-1093

Sahin, B., Kodal, A. ve Koyun, A., (2001), “Optimal Performance Characteristics of a Two-Stage Irreversible Combined Refrigeration System Under Maximum Cooling Load per Unit Total Cost Conditions”, Energy Conversion & Management 42: 451-465

Sahin, B. ve Kodal, A., (2002), "Thermoeconomic Optimization of a Two Stage Combined Refrigeration System: A Finite-Time Approach", *International Journal of Refrigeration* 25: 871-877

Sahin, B., Kodal, A., Ekmekçi, I. ve Yılmaz, T. (2003), "Thermoeconomic Optimization for Irreversible Absorption Refrigerators and Heat Pumps", *Energy Conversion & Management* 44: 109-123

Sieniutycz, S. ve Salamon, P., (1990), *Finite-Time Thermodynamics and Thermoeconomics*, Taylor & Francis, New York

Srikhirin, P., Aphornratana, S. ve Chungpaibulpatana, S., (2001), "A Review of Absorption Refrigeration Technologies", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*: 343-372

Şahin, T., (2006), "İzmir İli için Jeotermal Enerji Kaynaklı Absorbsiyonlu Soğuk Oda Tasarımı", Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara

Şencan, A., (1999), "Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı ve S.D.Ü. Oditoryumunda Uygulanabilirliğinin Araştırılması", Yüksek Lisans Tezi, SDÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta

Şencan, A., Kemal, A.Y. ve Kalogirou, S.A., (2005), "Exergy Analysis of Lithium Bromide/Water Absorption Systems, *Renewable Energy* 30: 645-657

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

Tozer, R., Syed, A. ve Maidment, G., (2005), "Extended Temperature-Entropy (T-s) Diagrams for Aqueous Lithium Bromide Absorption Refrigeration Cycles", *International Journal of Refrigeration* 28: 689-697

Tozer, R. ve James, R.W., (1996), "Fundamental Thermodynamics of Ideal Absorption Cycles", *International Journal of Refrigeration* 20: 120-135

Üst, Y., (2005), "Enerji Üretim Sistemlerinin Ekolojik Performans Analizi ve Optimizasyonu", Doktora Tezi, YTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

Üst, Y., Şahin, B. ve Yılmaz, T., (2007), "Optimization of Regenerative Gas-turbine Cogeneration System Based on A New Exergetic Performance Criterion: Exergetic Performance Coefficient", *Journal of Power and Energy* 221: 447-456

Üst, Y., Akkaya, A.V. ve Safa, A. (2011), "Theoretical Investigation of a Vapor Compression Refrigeration System Through Exergetic Performance Coefficient (EPC) Criterion", *Journal of The Energy Institute* (yayımlanmamış)

Woufack, P.A.N. ve Tchinda, R., (2010), "Performance Optimisation of Three-Heat-Source Irreversible Refrigerators Based on a New Thermo-Ecological Criterion", *International Journal of Refrigeration* (yayımlanmamış)

Wu, C., Chen, L. ve Sun, F., (1996), "Optimization of Solar Absorption Refrigerator", *Applied Thermal Engineering* 17: 203-208

Zheng, D., Chen, B., Qi, Y. ve Jin, H., (2005), "Thermodynamic Analysis of a Novel Absorption Power/Cooling Combined-Cycle", *Applied Energy*

Zheng, T., Chen, L., Sun, F. ve Wu, C., (2003), "Performance Optimization of an Irreversible Four-Heat-Reservoir Absorption Refrigerator", *Applied Energy* 76: 391-414

EKLER

Ek 1 H₂O-LiBr Eriyiğinin Entropisini Hesaplamakta Kullanılan Fonksiyon

Ek 1 H₂O-LiBr Eriyiğinin Entropisini Hesaplamakta Kullanılan Fonksiyon

```

FUNCTION S_LIBR_5(T)
$COMMON x_5
IF x_5<42,5 THEN GOTO 40
IF x_5<47,5 THEN GOTO 45
IF x_5<52,5 THEN GOTO 50
IF x_5<57,5 THEN GOTO 55
IF x_5<62,5 THEN GOTO 60
IF x_5<67,5 THEN GOTO 65
IF x_5<=70 THEN GOTO 70
40: S_LIBR_5=0,00691444642857143*T+0,0958378214285716
GOTO 98
45: S_LIBR_5=0,00651326428571428*T+0,067384880952381
GOTO 98
50: S_LIBR_5=0,00614043928571428*T+0,0381957976190477
GOTO 98
55: S_LIBR_5=0,00577130357142857*T+0,0148553452380953
GOTO 98
60: S_LIBR_5=0,00537717857142857*T+0,00299259523809553
GOTO 98
65: S_LIBR_5=0,00474968181818182*T+0,0277675757575755
GOTO 98
70: S_LIBR_5=0,00406285714285714*T+0,0721809523809523
GOTO 98
98: END

```

```

FUNCTION S_LIBR_8(T)
$COMMON x_8
IF x_8<42,5 THEN GOTO 41
IF x_8<47,5 THEN GOTO 46
IF x_8<52,5 THEN GOTO 51

```

```
IF x_8<57,5 THEN GOTO 56
IF x_8<62,5 THEN GOTO 61
IF x_8<67,5 THEN GOTO 66
IF x_8<=70 THEN GOTO 71
41: S_LIBR_8=0,00691444642857143*T+0,0958378214285716
GOTO 99
46: S_LIBR_8=0,00651326428571428*T+0,067384880952381
GOTO 99
51: S_LIBR_8=0,00614043928571428*T+0,0381957976190477
GOTO 99
56: S_LIBR_8=0,00577130357142857*T+0,0148553452380953
GOTO 99
61: S_LIBR_8=0,00537717857142857*T+0,00299259523809553
GOTO 99
66: S_LIBR_8=0,00474968181818182*T+0,02776757575755
GOTO 99
71: S_LIBR_8=0,00406285714285714*T+0,0721809523809523
GOTO 99
99: END
```

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 05.02.1986

Doğum Yeri İstanbul

Lise 2000-2004 Özel Doğuş Fen Lisesi

Lisans 2004-2008 Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Bölümü

Yüksek Lisans 2008-2011 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Anabilim Dalı

Çalıştığı Kurum

2008-Devam ediyor Barbaros Gemi ve Yatçılık Makine İnşaat LTD. ŞTİ