

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEK VE ÇİFT KADEMELİ ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN
SİMÜLASYONU VE KİYASLAMASI

139912

ETHEM ENGİN ÇELİK

-139912-

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA 2003

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

**TEK ve ÇİFT KADEMELİ ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN
SİMÜLASYONU ve KIYASLAMASI**

ETHEM ENGİN ÇELİK

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

Bu tez 20/02/2003 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.



Doç. Dr. İlhami HORUZ
(Danışman)



Prof. Dr. Abdülvahap YİĞİT
U.Ü. Makine Müh.
Asil Üye



Doç Dr. Recep EREN
U.Ü. Tekstil Müh.
Asil Üye

ÖZET

Bu çalışmada absorpsiyonlu soğutma teknolojisi üzerine bir literatür incelemesi, çeşitli sistemlerin performanslarını kestirebilmek için termodinamik analizleri ve oluşturulan Fortran bilgisayar programı desteğiyle tek ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin karşılaştırılması yer almaktadır. Farklı absorpsiyonlu soğutma sistemleri tartışılmış ve bu sistemlerin çevrimleri izah edilmiştir. Lityumbromür–su çifti ile çalışan çift kademeli paralel ve seri akışlı absorpsiyonlu çevrimler analiz edilmiş, tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri de analiz edilip bu iki sistemin performans katsayıları ve bunların işletme şartlarına olan hassasiyeti karşılaştırılmıştır. Lityum bromür – su çiftli kullanan tek ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri için parametrelerin etkileri diyagramlar halinde sunularak karşılaştırma yapılmıştır. Çift kademeli çevrim için elde edilebilir maksimum STK, burada ele alınan çalışma şartları dahilinde tek kademeli çevrim için elde edilebilir olandan daha büyüktür.

Anahtar kelimeler : Soğutma, Absorpsiyonlu Çevrim, Çift kademeli, Tek kademeli, su–lityum bromür eriyiği, paralel akış, seri akış.

Performance Comparison of single Effect and Double Effect Absorption Refrigeration Systems

ABSTRACT

This Study provides a literature review on absorption refrigeration technology, thermodynamic analysis of different kinds of cycles to predict their performances and comparison of single and double effect absorption refrigeration systems supported by Fortran computer program. Various types of absorption refrigeration Systems are discussed and the cycles of these absorption refrigeration systems are explained. The double – effect parallel flow and series flow absorption refrigeration cycles with water–lithium bromide as working fluid are analysed. The single effect absorption refrigeration cycle with both lithium bromide – water and ammonia – water as working fluid is also analysed. Coefficient of performance (COP) and its sensitivity to operating conditions are compared with those for double – effect cycle. The effect of these parameters on the single and double effect parallel flow type absorption refrigeration system using water – lithium bromide solution are presented graphically for comparison. Maximum attainable COP for double effect cycle is greater than that for single effect cycle throughout the range of operation conditions considered here.

Keywords. Refrigeration, Absorption Cycle; Double effect, Single effect, Water–lithium bromide solution, Parallel Flow, Series flow.

SİMGELER DİZİNİ

A- Isı Transferi Yüzey Alanı

D- Dağıtım Oranı

DO- Dolaşım Oranı

E- Isı Eşanjörü Etkinliği

h- Entalpi

K_L - Isı Transfer Katsayısı

m- Akış Oranı (debi)

P- Basınç

Q- Isı yükü

q_a - Soğutan Alandan Isı Teknesine Atılan Isı Oranı

q_c - Kondenserden Isı Teknesine Atılan Isı Oranı

q_e - Soğutulan Alandan Isı Teknesine Isı Giriş Oranı

q_g - Isı Kaynağından Kaynatıcıya Isı Giriş Oranı

q_L - Isı Teknesinden Soğutulan Alana Isı Transferi

R- Özgül Soğutma Oranı

r- Soğutma Oranı

r_m - Maksimum Performans Katsayısında Soğutma Oranı

r_{max} - Maksimum Soğutma Oranı

S- Çift kademeli Absorpsiyonlu Sistemde İkinci Güç Alt Çevriminin Termal Güç Çıktısı (Boyutsuz)

STK– Soğutma Tesir Katsayısı

u– Isı Taşınım Katsayısı

x– Eriyik Konsantrasyonu

η – Tersinmez Çift Kademeli Sistemin İlk Güç Alt Çevriminin Termal Verimi

η_r – Tersinir Çift Kademeli Sistemin İkinci Güç Alt Çevriminin Termal Verimi

ε – Kuruluk Oranı



KISALTMALAR

- abs- Absorber
- c- Kondenser
- dış- Harici
- evap- Evaporatör
- fe- Fakir Eriyik
- fe1- HP Kaynatıcısına Giren Fakir Eriyik
- fe2- LP Kaynatıcısına Giren Fakir Eriyik
- HP- Yüksek Basınç
- 1e1- HP Isı Eşanjörü
- 1e2- LP Isı Eşanjörü
- kay- Kaynatıcı
- k1- HP Kaynatıcısı
- k2- LP Kaynatıcısı
- L- Ara Soğutucu
- LP- Düşük Basınç
- max- Maksimum
- min- Minimum
- r- Tersinir

r_1 – HP Kaynatıcısında Üretilen Soğutucu Akışkan

r_2 – LP Kaynatıcısında Üretilen Soğutucu Akışkan

y – Yoğuşturucu

ze – Zengin Eriyik

ze_1 – HP Kaynatıcısını Terk Eden Zengin Eriyik

ze_2 – LP Kaynatıcısını Terk Eden Zengin Eriyik



İÇİNDEKİLER

	<u>SAYFA NO</u>
ÖZET	I
ABSTRACT	II
SİMGELER DİZİNİ	III
KISALTMALAR	V
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI VE KURAMSAL BİLGİLER	3
2.1. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Tarihsel Gelişimi	3
2.2. Konu İle İlgili Önceki Çalışmalar	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM	5
3.1. Giriş	5
3.2. Soğutma Sistemleri	6
3.2.1. Soğutma ve Soğutma Çevrim Tipleri	6
3.2.2. Buhar Sıkıştırırmalı Mekanik Soğutma Sistemi	7
3.3. ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ	9
3.4. Tek Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi:	15
3.4.1. NH ₃ -H ₂ O Çifti Kullanan Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi İçin:	15
3.4.2. Lityum Bromür-Su Akışkan Çifti Kullanan Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi İçin	18
3.4.3. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Soğutma Tesir Katsayısı	21
3.4.4. Tek Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi İçin Sayısal Örnek	25
3.5. Absorpsiyonlu Soğutma Teknolojileri Üzerine Bir İnceleme	27
3.5.1. İşletme Prensipleri	29

3.5.2. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri için çalışma SIVISI	30
3.5.3. Absorpsiyon İşleminin İyileştirilmesi	32
3.5.4. Farklı tasarımlarda absorpsiyonlu soğutma döngülerinin tanıtılması:	33
3.5.5. Absorpsiyonlu ısı yükselticileri	34
3.5.6. Çok kademeli absorpsiyonlu soğutma döngüsü	36
3.5.7. GAX'lı absorpsiyonlu soğutma döngüsü	39
3.5.8. Absorber-Isı korunumlu absorpsiyonlu soğutma döngüsü	40
3.5.9. Yarım kademeli absorpsiyonlu soğutma döngüsü	41
3.5.10. Kombine buhar absorpsiyon sıkıştırma döngüsü	42
3.5.11. Tutunma-Emme Döngüsü	43
3.5.12. Çift döngülü absorpsiyonlu soğutma	44
3.5.13. Kombine ejektör - absorpsiyonlu soğutma döngüsü	45
3.5.14. Ozmotik - membran absorpsiyon döngüsü	47
3.5.15. LiBr/su kullanılan kendinden sirkülasyonlu absorpsiyon sistemi	48
3.5.16. Difüzyon absorpsiyonlu soğutma sistemi (DAR)	49
3.6. Amonyak - su solüsyonlu absorpsiyonlu soğutucuların güvenirliliği	54
3.6.1. Kompresyon ısı pompaları	56
3.6.2. Absorpsiyonlu Makineler	58
3.6.3. Makinenin ve Temel Arızaların Tanımı	59
3.6.4. 10 yılın üstünde arıza analizi	61
3.6.5. Arıza tipleri	62
3.6.6. İmalat yılının etkisi	63
3.7. Absorpsiyonlu Sistemlerinde Amonyak - su ve su-Lityum Bromür Solüsyonlarının Karşılaştırılması	66

3.8.	Tersinmez Bir Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin	
	Optimum Performans Özellikleri	71
3.8.1.	Genel Tersinmez Çevrim modeli	72
3.8.2.	Performans Katsayısı ve Soğutma Oranı	74
3.8.3.	Maksimum Performans Katsayısı	75
3.8.4.	Maksimum Soğutma Oranı	77
3.8.5.	R–STK Eğrisi ve Anahtar Parametrelerin Pratik İşletme Bölgeleri	79
3.8.6.	Özel Bir Durum	81
3.9.	Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi	82
3.9.1.	Sistemin Çalışması	82
3.9.2.	Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutucuların Optimum Performansı	84
3.9.3.	Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin (ÇKAS) Performansı	85
3.9.4.	Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi İçin Sayısal Örnek	88
3.10.	Çift Kademeli Seri I Akışlı Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri İçin Dengeli Alçak Basınç Kaynatıcı Sıcaklıkları	89
3.10.1.	Teorik Analiz	91
3.10.2.	Hesaplama Prosedürü	95
3.11.	Çift Kademeli Seri II Akışlı Absorpsiyonlu Sistemler	105
3.11.1.	Seri II Akışlı Tip	105
3.11.2.	Termodinamik Analiz	107
3.11.3.	Çift Kademeli Seri Akışlı Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi için Sayısal Bir Örnek	111
3.12.	Çift Kademeli Paralel Akışlı Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi	112
3.12.1.	Termodinamik Analiz	114

3.12.2.Çift Kademeli Paralel Akışlı Absorpsiyonlu Soğutma için sayısal Bir Örnek	119
3.13.Çift Kademeli Paralel Akışlı ve Seri Akışlı Su-Lityum bromür Absorpsiyon Sistemleri Performans Karşılaştırması	120
3.13.1.Teorik Analiz	120
3.14.LityumBromür-Su Çifti ile Çalışan Tek ve Çift Kademeli absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması	126
3.14.1.Tek Kademeli Çevrim	126
3.14.2.Çift Kademeli Çevrim	127
3.13.3.Tek ve Çift Kademeli Sistemlerin Karşılaştırılması	129
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	132
4.1. Sonuçlar ve Öneriler	161
5. KAYNAKLAR	164
6. EKLER	
Ek 1.Tek Kademeli LiBr-su Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Hesabı Bilgisayar Programı(Fortran)	166
Ek 2.İki Kademeli Paralel Akışlı LiBr-su Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Hesabı Bilgisayar Programı(Fortran)	178
Ek 3 .İki Kademeli Seri-1 Akışlı LiBr -su Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Hesabı Bilgisayar Programı(Fortran)	190
Ek 4. İki Kademeli Seri-2 Akışlı LiBr-su Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Hesabı Bilgisayar Programı(Fortran)	200
Ek 5.İdeal Hal(Carnot) Hesabı Bilgisayar Programı	209
7. TEŞEKKÜR	210
8. ÖZGEÇMİŞ	211

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1.	Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi	8
Şekil 3.2.	Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi	11
Şekil 3.3.	Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Basınç – Entalpi ve Basınç Sıcaklık Diyagramı	12
Şekil 3.4.	(a) Absorpsiyon süreci sağ kapta gerçekleşir ve diğerinde soğutma etkisi yaratır; (b) Soğutucu ayrıştırma süreci harici ısı kaynağından alınan ek ısı sonucu sağ kapta gerçekleşir.	30
Şekil 3.5.	Absorpsiyonlu Isı Yükselticisi Şeması	36
Şekil 3.6.	Çift kademeli LiBr/su Absorpsiyon çevrimi	37
Şekil 3.7.	İki basınç seviyeli çift kademeli Absorpsiyon çevrimi	38
Şekil 3.8.	Absorber – ısı kazanımlı çevrim	40
Şekil 3.9.	Yarım kademeli Absorpsiyon çevrimi	42
Şekil 3.10	Resorpsiyon çevrimi	44
Şekil 3.11.	Ozmotik membranlı Absorpsiyon sistemi	48
Şekil 3.12.	Bir eleman ya da sistemin mortalite eğrisi	55
Şekil 3.13.	3 tonluk modeller için 10 yıl süresince kümülatif düzeltilmiş arıza eğrisi	65
Şekil 3.14.	5 tonluk modeller için 10 yıl süresince kümülatif düzeltilmiş Arıza eğrisi	65
Şekil 3.15.	Lityum bromür kütle konsantrasyonuna karşılık su-lityum bromür eriyiğinin kristalizasyon sıcaklığı.	67
Şekil 3.16.	Kondenser sıcaklığına karşılık Absorpsiyonlu soğutma STK'sı.	69
Şekil 3.17.	Jeneratör sıcaklığına karşılık Absorpsiyonlu soğutma sisteminin STK'sı	69
Şekil 3.18.	Evaporatör sıcaklığına karşılık Absorpsiyonlu Soğutma sisteminin STK'sı	70
Şekil 3.19.	Boyutsuz Soğutma oranına karşılık performans katsayısı	81

Şekil 3.20.	Tersinir Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma sisteminin Şematik Diyagramı	83
Şekil 3.21.	Çift kademeli seri akışlı buhar absorpsiyon soğutma sisteminin şeması	91
Şekil 3.22.	Yüksek basınç kaynatıcısı ve kondenser sıcaklığının sistem performansı üzerine etkisi	97
Şekil 3.23.	HP kaynatıcısı ve absorber sıcaklıklarının sistem performansı üzerindeki etkisi	100
Şekil 3.24.	HP kaynatıcısı ve evaporatör sıcaklıklarının sistem performansı üzerindeki etkisi	101
Şekil 3.25.	HP kaynatıcısı sıcaklığın ve HP ısı eşanjörü etkinliğinin sistem performansı üzerindeki etkisi.	102
Şekil 3.26.	HP kaynatıcı sıcaklığının ve LP ısı eşanjörü etkinliğinin sistem performansı üzerindeki etkisi.	103
Şekil 3.27.	HP kaynatıcı sıcaklığının ve LP kaynatıcısında dış ısı girdisinin sistem performansı üzerindeki etkisi	104
Şekil 3.28.	Seri Akışlı Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Çevrimin basınç-entalpi ve basınç-sıcaklık eğrileri	105
Şekil 3.29.	Seri Akışlı çift kademeli absorpsiyon çevriminin basınç sıcaklık ve basınç-entalpi diyagramları	106
Şekil 3.30.	Paralel Akışlı Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi	113
Şekil 3.31.	Paralel Akışlı Çift Kademeli Absorpsiyon çevriminin basınç-sıcaklık ve basınç-entalpi diyagramları	114
Şekil 3.32.	Çift kademeli paralel akışlı absorpsiyon sisteminin Şeması	121
Şekil 3.33.	Seri akışlı ve paralel akışlı sistemlerin karşılaştırılması işletme değişkenlerin maksimum STK üzerindeki etkisi	124
Şekil 3.34.	Seri akışlı ve paralel akışlı sistemlerin karşılaştırılması işletme değişkenlerinin performans üzerindeki hassasiyeti	126
Şekil. 3.35	Soğutma Tesir Katsayılarının Buharlaştırıcı sıcaklığına Göre Değişimi	129

Şekil 3.36	Soğutma Tesir Katsayısının Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi	130
Şekil 3.37	Soğutma Tesir Katsayısının Kaynatıcı Sıcaklığına Göre Değişimi	131
Şekil 4.1	Buharlaştırıcı Kapasitesinin Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Değişimi	132
Şekil 4.2	(Düşük Sıcaklıklı) Yoğuşturucu Kapasitesinin Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Değişimi	133
Şekil 4.3	Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Kapasitesinin Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Değişimi	134
Şekil 4.4	Yüksek Sıcaklıklı Kaynatıcı Kapasitesinin Buharlaştırıcı Sıcaklığın Göre Değişimi	135
Şekil 4.5	Absorber Kapasitesinin Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Değişimi	136
Şekil 4.6	Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcı Kapasitesinin Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Değişimi	137
Şekil 4.7	Soğutma Tesir Katsayısının Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Değişimi	138
Şekil 4.8	Soğutucu Akışkan Debisinin Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Değişimi	139
Şekil 4.9	Buharlaştırıcı Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi	140
Şekil 4.10	Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi	141
Şekil 4.11	Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi	142
Şekil 4.12	Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcı Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi	143
Şekil 4.13	Absorber Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi	144
Şekil 4.14	Yüksek Sıcaklıklı Kaynatıcı Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi	145

Şekil 4.15	Soğutma Tesir Katsayısının Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi	146
Şekil 4.16	Soğutucu Akışkan Debisinin Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi	147
Şekil 4.17	Buharlaştırıcı Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Kaynaticı Sıcaklığına Göre Değişimi	148
Şekil 4.18	Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Kaynaticı Sıcaklığına Göre Değişimi	149
Şekil 4.19	Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Kaynaticı Sıcaklığına Göre Değişimi	150
Şekil 4.20	Düşük Sıcaklıklı Kaynaticı Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Kaynaticı Sıcaklığına Göre Değişimi	151
Şekil 4.21	Absorber Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Kaynaticı Sıcaklığına Göre Değişimi	152
Şekil 4.22	Yüksek Sıcaklıklı Kaynaticı Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Kaynaticı Sıcaklığına Göre Değişimi	153
Şekil 4.23	Soğutucu Akışkan Debisinin Düşük Sıcaklıklı Kaynaticı Sıcaklığına Göre Değişimi	154
Şekil 4.24	Soğutma Tesir Katsayısının Düşük Sıcaklıklı Kaynaticı Sıcaklığına Göre Değişimi	154
Şekil 4.25	Buharlaştırıcı Kapasitesinin Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi	155
Şekil 4.26	Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Kapasitesinin Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi	156
Şekil 4.27	Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Kapasitesinin Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi	157
Şekil 4.28	Düşük Sıcaklıklı Kaynaticı Kapasitesinin Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi	157
Şekil 4.29	Yüksek Sıcaklıklı Kaynaticı Kapasitesinin Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi	158
Şekil 4.30	Soğutma Tesir Katsayısının Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi	159

1. GİRİŞ

Sürekli olarak teknolojinin gelişimi, fosil kökenli enerji kaynaklarının sınırlı rezervlerinin azalması ve dünya nüfusunun hızla artması sonucu çeşitli endüstriyel tesislerdeki atık ısı enerjisi ile tükenmez bir enerji kaynağı olan güneş enerjisinin değerlendirilmesi, enerjinin pahalı olduğu günümüzde önem kazanmıştır. Bu duruma çözüm olarak; mevcut enerji kaynaklarını daha verimli kullanmak ya da kullanılabilir yeni enerji türleri ortaya çıkarmak gösterilebilir. Ancak bizim gibi gelişmekte olan ülkeler için yüksek maliyetli fizibilite ve AR-GE çalışmaları gerektiğinden ikinci yol oldukça pahalı ve zordur. Bundan dolayı hali hazırda kullanılan sistemlerde enerji tasarrufuna yönelik çalışmalar büyük önem arz etmektedir.

Güneş enerjisi ve sanayi tesislerindeki atık enerjiyi kullanabilmesi absorpsiyonlu soğutma sistemlerini yukarıda anılan nedenlerden ötürü en cazip çözüm olarak akla getirmiştir. Çünkü Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri'nin çalışabilmesi için dış bir mekanik enerjiye gerek olmayıp sadece ısı enerjisi yeterlidir.

Absorpsiyonlu sistemler günümüzde yaygın uygulama alanı bulan buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sisteminden farklıdır ve bazı avantajlı temel özellikleri mevcuttur. Absorpsiyonlu sistemlerde soğutma çevrimindeki hal değişimini sağlamak için mekanik enerji yerine ısı enerjisi kullanılır. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sisteminde kullanılan kompresöre gereken güce kıyasla çok küçük miktarda elektrik enerjisine ihtiyaç duyan eriyik pompası ile çalışabilmesi enerji tasarrufu adına absorpsiyonlu sistemin bir avantajı olmakla birlikte kompresör hareketli bir eleman olduğundan sıkıştırırmalı sistemin gürültüsü daha yüksek, ileriki bölümlerde bahsedilecek olan güvenilirliği ve dayanımı ise daha düşük olacaktır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi; soğutma yükünün, soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda buharlaşmasıyla karşılanması nedeniyle temel prensip olarak buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine benzese de sistemde kaynatıcı ve absorber gibi farklı elemanlar mevcuttur.

Bu sebeple bu çalışmada ilkin tarihsel gelişimi daha sonra verilecek olan, absorpsiyonlu soğutma sistemi ile buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinin temel mukayesesi yapılmış ve sistemin üstünlük ve sakıncaları açıkça belirtilmiştir.

Çalışmanın esas amacı konusuna geçmeden evvel sistemin tarihsel gelişimi, uygulama alanları, nerelerde ve neden kullanıldığı ile birlikte tek kademeli sistemlerin gelişme süreci ve neden iki kademeli çevrimlere gereksinim duyulduğu izah edilmiştir. Bundan sonra, kullanılan akışkan çiftlerinin seçimi, performans üzerindeki etkileri, sistemin emniyeti ve güvenilirliği üzerinde durulmuş, gerek tek kademeli gerekse çift kademeli sistemler için en yaygın 2 akışkan çifti olan lityumbromür – su ve amonyak – su ile çalışan sistemlerin birbirine olan üstünlük ve eksiklikleri tarif edilmeye çalışılmıştır.

Son olarak tek kademeli ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri teorik düzeyde karşılaştırılmış, sonuçlar diyagram ve şekillerle ortaya konulmuştur.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI VE KURAMSAL BİLGİLER

2.1. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Tarihsel Gelişimi

Basit absorpsiyon çevrimlerinin ilk kullanım tarihi 1700'lere rastlamaktadır. Sülfürik asidin var olduğu durumlarda, boşaltılmış bir konteynır içinde bulunan bir kaptan saf su buharlaştırmak suretiyle buz üretilebileceği biliniyordu (Herold ve Radermacher 1989). 1810'da, sülfürik asit içeren bir başka kaba bağlı bir kapta bulunan sudan buz yapmak mümkündü. Bu sistemde korozyon ve havanın vakumlu kaba sızması önlenemiyordu (Gosney 1982).

1859 yılında Ferdinand Carre, 1825 yılında Michael Faraday'ın keşfettiği absorpsiyon işlemini kullanarak ilk NH_3/su kullanan absorpsiyonlu makineyi geliştirdi ve 1860 yılında Amerika'dan patent aldı. Bu patente dayalı olarak geliştirilen makineler buz yapmak ve gıdaları soğutmak için kullanıldı ve soğutucu geliştirme yönündeki çalışmalarda temel dizayn olarak faydalanıldı.

1950'lerde endüstriyel uygulamalar için, çalışma sıvısı olarak lityum bromür/su kullanan bir sistem piyasaya sürüldü. Birkaç yıl sonra çift kademeli bir absorpsiyon sistemi geliştirildi ve yüksek performansa sahip, ısıyla çalışan soğutma çevrimleri için endüstriyel bir standart olarak kullanılmaya başlandı.

2.2. Konu İle İlgili Önceki Çalışmalar

Çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi ilk olarak 1956 ve 1958 yıllarında kullanılmıştır (Vliet ve ark. 1982).

1985 yılında Kauishik SC ve Chacndra S. Farklı çalışma sıvılarıyla çalışan çift kademeli absorpsiyon sistemlerinin bilgisayar modellemesi ve teorik analizlerini yapmışlardır (Srihirin 2001).

Bir başka çalışmada çok kademeli absorpsiyon sistemlerinin performansları karşılaştırılmış ve kademe sayısındaki artışın performans katsayısında (STK) bir artışa neden olmayacağı gösterilmiş, ticari açıdan en elverişli olan sistemin çift kademeli çevrim olduğu ispatlanmıştır (Ziegler ve ark. 1993).

1996 yılında Xu GP ve Dai YQ tek ve çift kademeli sistemin teorik analizini yapmışlar ve çift kademeli seri akışlı absorpsiyonlu soğutucuların optimizasyonunu ele almışlardır (Srikhirin 2001).

Gerçekleştirilen bir başka çalışmayla yaygın olan çalışma sıvılarından farklı soğutucu akışkan çifti kullanan çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performans analizi yapılmıştır (Arun ve ark. 1998).

1996 yılında İ. Horuz ve A. Yiğit oluşturdukları bir bilgisayar programı yardımıyla, sistem performansına etki eden ana parametreleri incelemişler, lityum bromür-su çifti kullanan tek ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri için, parametrelerin etkilerini diyagramlar halinde sunarak karşılaştırma yapmışlardır (Horuz ve Yiğit 1996).

Yakın tarihli bir çalışmada tek kademeli bağlı iki sistemin (Kaskad) ve iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin tersinmezlikleri de ele alınarak analiz ve karşılaştırılması yapılmıştır (Göktun ve Er 2000).

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Giriş

Çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri, performansı – Soğutma Tesir Katsayısını (STK) – arttırmakta ve tek kademeli çevrimlerin yüksek sıcaklıkta ısı kaynaklarından etkili şekilde yararlanamama problemini aşmakta önemli katkılara sahiptir. Literatürde çalışma sıvısı olarak su–lityum bromürün kullanıldığı çift kademeli seri ve paralel akışlı çevrimleri konu alan yakın zamanlı sayısız analiz mevcuttur (Lamp ve ark. 1998). Bu raporların amacı işletme parametrelerinin etkisini araştırmak olmakla birlikte, alçak basınç kaynatıcısında mevcut denge sıcaklığını ve konsantrasyonunu göz önüne almazlar.

Bu değişkenler, çift kademeli lityum bromür – su ve tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri için, sistem performansının (STK) gerçekçi termodinamik tahminleri açısından büyük önem taşımaktadır (Arun ve ark. 2000).

Çalışmada, tek kademeli ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin karşılaştırmasını yapmak için gerekli olan performans (STK) hesaplamalarına geçmeden önce absorpsiyon sistemi tanıtılmış, sistemin çalışma prensibi, sistem elemanları ve termodinamik analizi incelenmiştir. Sistem güvenilirliği, çalışma şartları için etkin bir parametre olan akışkan çiftlerinin karşılaştırılması ve alternatif absorpsiyonlu çevrimlerin tanıtılmasının ardından tek ve çift kademeli sistem mukayese edilmiştir.

3.2. Soğutma Sistemleri

Absorpsiyonlu soğutma sistemine geçmeden önce, genel soğutma sistemleri sınıflandırılmasındaki yerinin tespiti ile bu soğutma sisteminin esasını teşkil eden ve günümüzde yaygın olarak kullanılan Buhar Sıkıştırımlı Mekanik Soğutma Sisteminden her iki sistemin genel bir mukayesesini yapıp üstünlüklerini ve sakıncalarını ortaya koymak amacıyla kısaca bahsetmek gerekir.

3.2.1. Soğutma ve Soğutma Çevrim Tipleri

Soğutmanın amacı kapalı bir mahalde, çevre sıcaklığının altında sıcaklıklar elde etmek ve bu düşük sıcaklığı sürekli olarak muhafaza etmektir. Soğutma yapabilmek için mahallin ısını çekmek gerekir ve bunun için de daha soğuk olan bir soğutucu madde kullanılır. Soğutucu madde genellikle bir akışkandır ve soğutucu akışkan olarak adlandırılır. Soğutucu akışkan düşük basınç ve sıcaklıkta buharlaştırılır. Buharlaşma ısını akışkan dışındaki çevreden alır ve çevrenin soğumasına sebep olur. Bununla birlikte yoğuşma basıncı, izafi olarak buharlaşma basıncından büyüktür ancak her iki basınç da her zaman mutlak olarak atmosfer basıncının altındadır. Bu nedenle soğutma çevrimi gereği düşük basınçta kaynayan soğutucu akışkan ortamdan ısı çekerken yüksek basınçta yoğuşan akışkan ortama ısı verir. Bu olanak sayesinde sistem gerek ısıtma gerekse soğutma amaçlı kullanılabilir. Soğuk kaynaktan ısı çekerek soğutma, sıcak kaynağa ısı vererek ısıtma yapılabilir. Isıtma yapan isteme “Isı Pompası”, soğutma yapan sisteme ise “Soğutma Makinesi” adı verilir.

Soğutma sistemleri açık çevrim ve kapalı çevrim olmak üzere ikiye ayrılır:

AÇIK ÇEVİRİM:

- a. Eriyik Teşkili
- b. Basınçlı gazların genişletilerek sıvılaştırılması
- c. Suyun hava içerisinde buharlaşması

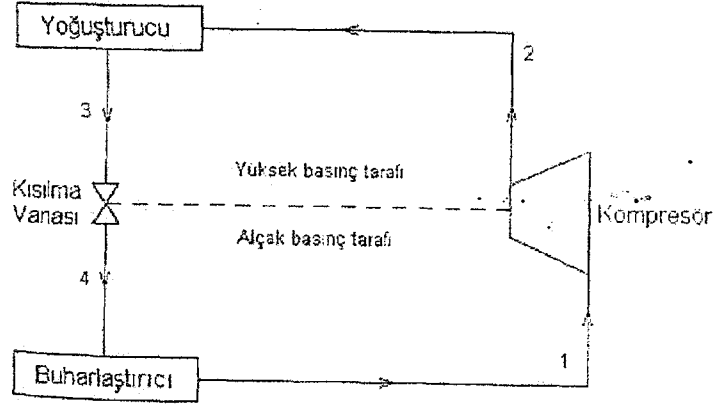
KAPALI ÇEVİRİM:

- a. Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Sistemi
- b. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi
- c. Adsorpsiyonlu Soğutma Sistemi
- d. Havalı Soğutma Sistemi
- e. Buhar Jet Sistemli Soğutma Çevrimi
- f. Termo Elektrik Sistemli Soğutma Çevrimi

3.2.2. Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Sistemi

Şekil 3.1. de tek kademeli buhar sıkıştırılmalı (kompresörlü) mekanik soğutma sisteminin şeması görülmektedir. Kapalı çevrim, dört temel elemandan meydana gelmiş ve buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkan soğutucu akışkan kompresörde bir üst basınca sıkıştırıldığından, buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi adını almıştır. En sık uygulanmakta olan bu tip soğutma sisteminde; sıvı halden buhar hale geçmekte olan soğutucu akışkanı içinde bulunduran Evaporatör (buharlaştırıcı) evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkanın alçak basınç tarafından emerek yüksek basınç tarafındaki kondensere basan bir kompresör, soğutucu akışkandaki ısıyı alıp onu sıvılaştıran bir kondenser (yoğuşturucu) ve soğutucu akışkanın evaporatöre yani alçak basınç tarafına ölçülü ve

gereken miktarlarda verilmesini sağlayabilen bir kısılma vanası (expansion valf) bulunmaktadır.



Şekil 3.1 Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi

Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sisteminde kompresörde çevrim üst basıncına kadar sıkıştırılan doymuş buhar veya kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan (2) yoğuşturucuda sabit basınçta ısı vererek yoğuşur. Yoğuşturucuda dışarı atılan bu ısı hava veya soğutma suyu kullanılarak soğutucu akışkandan çekilir. Yoğuşturucudan doymuş sıvı veya sıkıştırılmış sıvı fazında çıkan soğutucu akışkan (3) bir genişleme valfinden geçerek çevrim alt basıncında bulunan buharlaştırıcıya girer. (4) Buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkan burada sıvı fazdan buhar fazına geçmesi için gerekli olan gizli ısıyı soğutulması istenen ortamdaki ortamdan çeker. Bu işlem esnasında soğutucu akışkan sabit basınçta hal değişimine uğrayarak doymuş buhar yada kızgın buhar fazında buharlaştırıcıyı terk eder. Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan tekrar kompresöre girer (1) ve böylece çevrim devam eder.

3.3. ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde soğutma yükü, buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sisteminde olduğu gibi soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda buharlaşmasıyla karşılanır. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemindeki kompresörün neden olduğu mekanik işlemin yerini, absorpsiyonlu soğutma sisteminde, fiziko – kimyasal işlemler alır. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimindeki mekanik kompresör yerine absorpsiyonlu soğutma sisteminde termik kompresör (Absorbentin sistem içerisinde sadece kaynatıcı, absorber ve ısı değiştiricisi arasında dolaşabilen çevrimi) almıştır.

Çevrimde iki farklı akışkan dolaşır. Bunlardan biri soğutucu akışkandır. Bu akışkan buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevriminde olduğu gibi buharlaştırıcıda buharlaşarak soğutma yükünü ortamdan ısı çekmek suretiyle karşılar. Diğer ise absorbent, yutucu ya da soğurucu dediğimiz akışkandır ki, bu çevrimin kaynatıcı eriyik eşanjörü ve absorber arasındaki kısmında soğutucu akışkanı taşır. En yaygın kullanılan akışkan çiftleri ise daha sonra da değinilecek olan NH_3 Su ve Su–LiBr dür.

Şekil 3.2’de görüldüğü üzere absorpsiyonlu soğutma sisteminde kaynatıcı, yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı, absorber ve eriyik eşanjörü komponentleri mevcuttur. Soğutucu akışkan kapalı çevrimin her elemanında dolaşırken, onu absorbe eden soğurucu akışkan sadece kaynatıcı, absorber ve eriyik eşanjörü arasında dolaşır. Çevrimin basınç – entalpi ve basınç – sıcaklık diyagramları Şekil 3.3’ te görülmektedir.

Sistemin termodinamik analizinde de anılacak olan zenginlik – fakirlik niteliğini soğutucu akışkanın eriyik içindeki miktarı belirlerken LiBr/Su çifti kullanan çevrimde LiBr tuzu soğurucu olmasına karşın zenginlik – fakirlik göreceliğinin belirlenmesinde esas teşkil eder. Bu açıklama ışığında NH_3 /su çifti kullanan bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibi şöyledir. Absorberden çıkıp bir pompa vasıtasıyla ısı

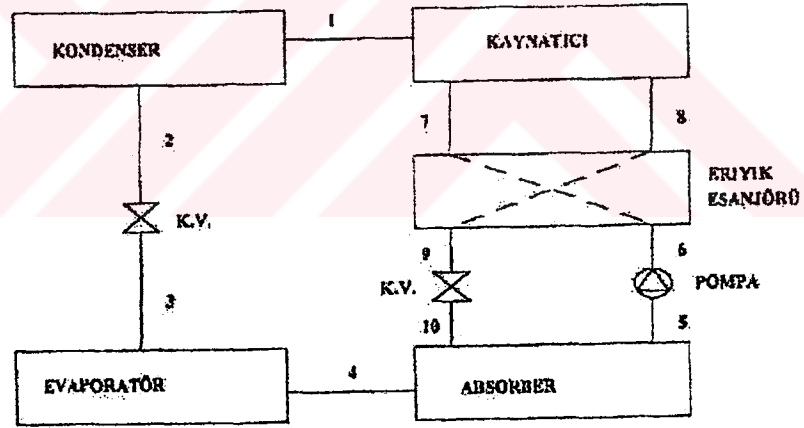
değiştiricisinden geçerek ısınan amonyak bakımından zengin eriyik kaynatıcıya gelir. Burada dışarıdan verilen ısıyla (ısı kaynağı olarak düşük basınçta buhar yada sıcak su uygun olabildiği gibi, doğal gaz, propan, kerosenin ya da nispeten daha küçük yükler için elektrik rezistanslı ısıtıcı da kullanmak mümkündür.) soğutucu akışkan buharının tamamı buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak kaynatıcıyı terk eden amonyak buharı, yoğuşturucuya girer. Kaynatıcıda eriyik içinden amonyak buharının ayrılmasıyla amonyak bakımından fakirleşen eriyik (fakir eriyik), ısı değiştiricisinden geçip, zengin eriyiğe ısı verdikten sonra absorbere geri döner. Kaynatıcıdan buharlaşarak yoğuşturucuya giren amonyak buharı burada yoğuşarak dışarıya ısı atar. Yoğuşturucudan doymuş sıvı veya sıkıştırılmış sıvı fazında çıkan amonyak bir kısılma vanası yardımıyla buharlaştırıcı basıncına genişletilir.

Evaporatörde soğutucu akışkan buharlaşırken buharlaşma için gerekli olan ısıyı soğutulan ortamdan çeker. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar fazında çıkan amonyak buharı absorbere girer. Absorberde, ısı değiştiricisinden geçip ısı verdikten sonra bir kısılma vanasında absorber basıncına kısılan fakir eriyik, buharlaştırıcıdan gelen amonyak buharını yutar. İşlem esnasında ısı açığa çıkar. Absorberde yutma işleminin iyi bir şekilde gerçekleşmesi için, açığa çıkan ısının absorberden atılması gerekir. Absorber içinde amonyak bakımından zengin hale gelen eriyik (zengin eriyik), bir pompa vasıtasıyla tekrar kaynatıcıya gönderilir ve çevrim bu şekilde devam eder.

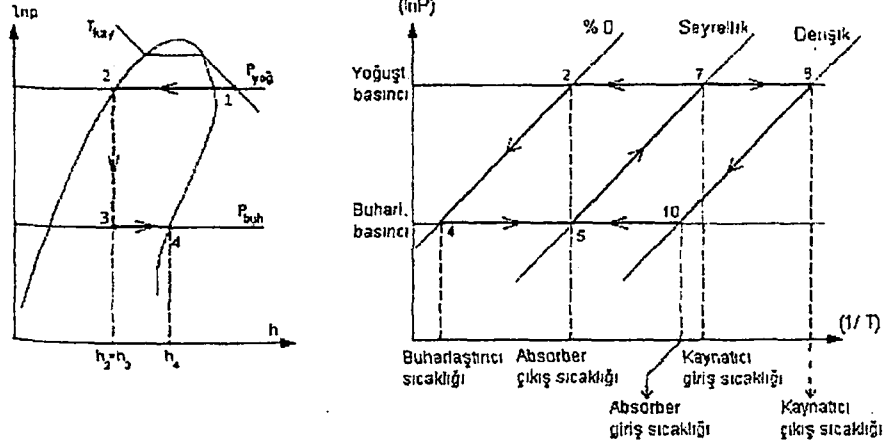
Görüldüğü üzere pompaya verilen küçük bir enerji haricinde, absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışması için dış bir mekanik enerjiye ihtiyaç duyulmamaktadır. Kaynatıcıya verilen ısı ile sistem çalışır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde soğutucu akışkan iki kere buharlaştırılıp, yoğuşturulmaktadır. Oysa bu işlem buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma çevriminde bir kere olur. İlave buharlaşma-yoğuşma prosesi buhar sıkıştırılmalı sistemdeki mekanik enerjinin yerini alan fiziko-

kimyasal bir işlemdir. Bu sistemdeki kaynatıcı ve absorber, buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemindeki kompresör komponentinin yerini almıştır.

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi ile karşılaştırıldığında absorpsiyonlu soğutma sisteminin önemli bir özelliği göze çarpmaktadır. Bu sistemde buhar yerine absorber çıkışındaki sıvı fazda akışkan sıkıştırılır. Sürekli akış işi özgül hacimle orantılı olduğu için, absorpsiyonlu soğutma sisteminin gerektirdiği iş çok küçüktür. Bu sistemin çalışması dış kaynaktan kaynatıcıya verilen ısıyla sağlanır. Pompanın işi, ısıtıcıda çevrime sağlanan ısının yüzde biri mertebesinde olduğundan çevrimin termodinamik analizinde ihmal edilir. Buhar sıkıştırırmalı sistemlerde çevrimi çalıştıran kompresöre verilen enerji genellikle elektriktir (iştir). Buna karşılık absorpsiyonlu sistemler ısı enerjisi ile çalışırlar.



Şekil 3.2 Absorpsiyonlu soğutma sistemi.



Şekil 3.3 Absorpsiyonlu soğutma sisteminin basınç-entalpi ve basınç-sıcaklık diyagramı.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde en yaygın kullanılan akışkan çiftlerinin LiBr-Su ve Amonyak - su olduğu daha önce belirtilmişti. Bu akışkan çiftlerinden LiBr-Su akışkan çifti, diğer çiftlere nazaran daha avantajlı görülmektedir. Bu akışkan çiftinin belli başlı üstünlükleri şöyle sıralanabilir.

- Diğer akışkan çiftlerine nazaran daha düşük sıcaklıklarda sistem çalışabilir. Bununla birlikte daha yüksek soğutma tesir katsayısı elde edilebilir.

- Bu akışkan çiftiyle çalışan sistemlerde soğutucu ile soğurucu akışkanın kaynama sıcaklığının arasında yaklaşık 540°C fark olması sebebiyle kaynatıcı çıkışında soğutucu akışkana soğurucunun karışmasını önlemek için ilave bir rektifikasyon komponentine ihtiyaç duyulmadığından nispeten daha basit elemanlardan meydana gelir ve maliyeti daha düşük olur.

– Eriyik pompası için gerekli olan iş çok azdır. Bu iş, NH_3 -Su çifti ile çalışan sistemin işinin yüzde biri kadardır.

– Soğutucu akışkan yüksek buharlaşma ısısına sahiptir.

Yukarıda sıralanan üstünlüklerinin yanında, LiBr -Su akışkan çiftiyle çalışan bir sistemin bazı sakıncaları da vardır. Bunlar;

– Soğutucu akışkan olarak su kullanıldığından, buharlaştırıcı sıcaklığı, suyun donma noktası ile sınırlanmıştır.

– LiBr katı haldeyken kristal yapıya sahip oluşu sonucu çevrimde tıkanma nedeniyle akış durulabilir. Kristalizasyon çevrimin çalışma şartlarını sınırlar.

– Soğutma sistemi, düşük basınçlarda (vakum) çalışır. Bu nedenle atmosfer havasının sistem içine sızmasını önleyecek özel ekipmanlar uygulanmalıdır.

Bununla birlikte diğer yaygın olarak kullanılan NH_3 /su akışkan çiftinin de bazı sakıncaları vardır. Bunlar;

– Buharlaşma oranının küçük olması

– Çalışma basıncının yüksek olması (Daha mukavim elemanlar kullanılması nedeniyle maliyetin artışı)

– Soğutucu akışkan olarak kullanılan amonyağın zehirli olması.

Sonuç olarak, soğutulacak ortam sıcaklığının $+4^\circ\text{C}$ 'nin altında olmasını gerektirmeyen işlemler için en uygun akışkan çifti LiBr -Su çiftidir. Bu sebeple bu akışkan çifti iklimlendirme tesisatları için idealdir.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan soğutucu ve soğurucu akışkan çiftinden istenen özellikler:

- Çalışma şartlarında sistemde katı fazın olmaması: Sistemin herhangi bir yerinde katılaşma nedeniyle tıkanıklık olduğu takdirde akış duracağından sistem devre dışı kalabilir.
- Soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı düşük, soğurucunun ise yüksek olmalı. Kaynatıcıdaki ayrışmanın tam ve kolay olması için.
- Isı alış-verişinin fazla olması için ısı transfer katsayısı yüksek olmalıdır.
- Uzun süreli ve sürekli çalışma şartları için akışkan çifti kararlı olmalıdır.
- Buharlaşma gizli ısısının yüksek olması: (Çevrimin minimum akışkan debisiyle sağlanabilmesi için)
- Basınç kayıplarını azaltmak için viskozitesinin düşük olması gereklidir. Soğurucu, soğutucu akışkanı kolay absorplayabilmelidir.
- İşletme basıncının normal seviyelerde olması: Yüksek basınç, mukavemet sağlamak için kalın cidarlı ekipman ve tesisat gerektirir ki bu durum maliyetin artmasına sebebiyet verecektir. Alçak basınçlar ise sistem içine hava girmesini önleyecek ve kontrol edecek özel ekipmanlarla beraber soğutucu akışkan buharının basınç düşümünü sağlayacak ilave elemanlar gerektirir.
- Korozyon: Sistemin dayanımı, ömrü ve güvenilirliği için korozif etkisi olmamalıdır.
- Emniyet: Patlayıcı, parlayıcı ve zehirli olmamalı, kimyasal olarak reaksiyona girmemelidir.
- Maliyet: Sistemin ucuz olması için kolay elde edilebilir yani kolay bulunabilir olmalıdır.

3.4. Tek Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi:

3.4.1. NH₃-H₂O Çifti Kullanan Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi İçin:

Hesaplamaları basitleştirmek için “f” ile gösterilen dolaşım oranı ifadesi tanımlanmıştır. Bu ifade çevrimdeki zengin eriyik ve soğutucu akışkan debilerinin birbirine oranıdır.

$$\text{Dolaşım oranı} = f = \frac{\text{zengin eriyiğin debisi}}{\text{soğutucu akışkanın debisi}} = \frac{m_z}{m_s}$$

buradan yola çıkarak : Şekil 3.2. deki notasyonlar kullanıldığında NH₃-H₂O çifti kullanan bir çevrim için,

Zengin eriyiğin debisi,

$$m_z = m_5 = m_6 = m_7$$

fakir eriyiğin debisi,

$$m_f = m_8 = m_9 = m_{10}$$

soğutucu akışkan debisi

$$m_s = m_1 = m_2 = m_3 = m_4$$

olduğu görülür.

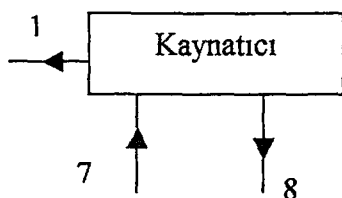
Çevrimdeki her bir eleman ayrı ayrı ele alınırsa;

Kaynatıcı:

Kaynatıcı (SASA) için;

Süreklilik denklemi:

$$\Sigma m_{\text{giren}} = \Sigma m_{\text{çıkan}}$$



$$m_7 = m_8 + m_1 \quad (3.1)$$

$$\text{Kaynatıcıdaki amonyak dengesi : } m_7 \cdot x_7 = m_8 \cdot x_8 + m_1 \quad (3.2)$$

m_7 : Zengin eriyiğin debisi

x_7 : Zengin eriyiğin konsantrasyonu

x_8 : Fakir eriyiğin konsantrasyonu

(3.1) nolu ifadeyi (3.2) de yerine koyarsak;

$$(m_8 + m_1) \cdot x_7 = m_8 \cdot x_8 + m_1$$

$$m_8(x_7 - x_8) = m_1(1 - x_7)$$

$$\frac{m_8}{m_1} = \frac{1 - x_7}{x_7 - x_8} \text{ bulunur.}$$

(3.1) ifadesini $m_7 = m_8 + m_1$ taraf tarafa m_1 e bölersek;

$$\frac{m_7}{m_1} = \frac{m_8}{m_1} + 1: \text{ Daha önce tanımladığımız dolaşım oranı ifadesi gereği;}$$

$$f = \frac{m_{\text{zengin}}}{m_{\text{soğutucu}}} \text{ olduğundan,}$$

$$f = \frac{m_7}{m_1} \text{ dir.}$$

$$\text{O halde; } f = \frac{m_7}{m_1} = \frac{m_8}{m_1} + 1 \Rightarrow \frac{m_8}{m_1} = f - 1 = \frac{1 - x_7}{x_7 - x_8} \text{ olur.}$$

Kaynatıcı için termodinamiğin I.Kanunu yazılırsa;

$$\Sigma Q - \Sigma W = \Sigma H_C - \Sigma H_G$$

$$P_{\text{kay}} = \text{sabit olduğundan ve SASA için iş} = W = - \int V dP \text{ olduğundan}$$

$$\Sigma W = 0 \text{ olur ve denklem;}$$

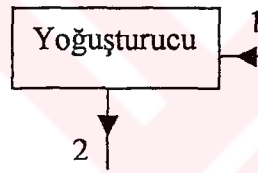
$$\Sigma Q = Q_{kay} = m_1 \cdot h_1 + m_8 \cdot h_8 - m_7 \cdot h_7 \text{ halini alır.}$$

Denklemin her tarafı kaynatıcı kapasitesini birim kg soğutucu akışkan için bulunmak istendiğinden m_1 e bölünürse;

$$q_{kay} = h_1 + \frac{m_8}{m_1} \cdot h_8 - \frac{m_7}{m_1} \cdot h_7$$

$$q_{kay} = h_1 + (f-1) \cdot h_8 - f \cdot h_7 \text{ olur.}$$

Yoğuşturucu (Kondenser)



$P_{yog} = \text{sabit olduğundan } \Sigma W = 0 \text{ olur ve termodinamiğin I.kanunu bu eleman için yazılırsa;}$

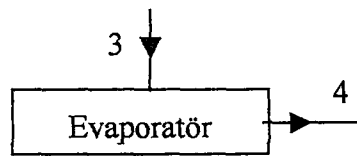
$Q_{yog} = \Sigma H_C - \Sigma H_G = H_2 - H_1 = m_2 \cdot h_2 - m_1 \cdot h_1$ $m_1 = m_2$ olduğundan

$$Q_{yog} = m_1 (h_2 - h_1) \text{ olur.}$$

Denklemin her tarafı m_1 e bölünürse

$$q_{yog} = h_2 - h_1$$

Buharlaştırıcı (Evaporatör) SASA



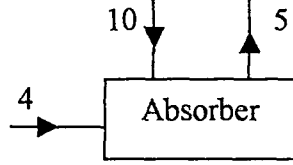
Buharlaştırıcı basıncı sabit olduğundan $\Sigma W = 0$ olur. I. Kanun;

$$Q_{\text{buh}} = \Sigma H_{\text{Ç}} - \Sigma H_{\text{G}} = H_4 - H_3 = m_4 \cdot h_4 - m_3 \cdot h_3 \text{ olur.}$$

$m_4 = m_3 = m_1$ olduğundan, denklemin her tarafı m_1 e bölünürse

$$q_{\text{buh}} = h_4 - h_3$$

Absorber : SASA



Absorber basıncı sabit olduğundan $\Sigma W = 0$ olur. I. Kanun;

$$Q_{\text{abs}} = \Sigma H_{\text{Ç}} - \Sigma H_{\text{G}} = H_5 - (H_4 + H_{10})$$

$$Q_{\text{abs}} = m_5 \cdot h_5 - m_4 \cdot h_4 - m_{10} \cdot h_{10} \text{ olur.}$$

Bu ifadede $m_5 = m_7$, $m_4 = m_1$ ve $m_{10} = m_8$ olduğundan,

Denklemin her tarafı m_1 e bölünürse

$$q_{\text{abs}} = \frac{m_7}{m_1} \cdot h_5 - h_4 - \frac{m_8}{m_1} \cdot h_{10}$$

$$q_{\text{abs}} = f \cdot h_5 - h_4 - (f-1) \cdot h_{10} \text{ elde edilir.}$$

3.4.2. Lityum Bromür-Su Akışkan Çifti Kullanan Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi İçin:

Yine Şekil 3.2. deki notasyonlar kullanıldığında;

$$m_{\text{zengin}} = m_8 = m_9 = m_{10}$$

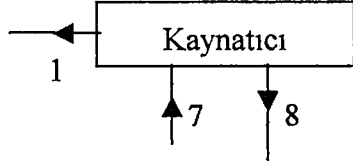
$$m_{\text{fakir}} = m_5 = m_6 = m_7$$

$$m_{\text{soğutucu}} = m_1 = m_2 = m_3 = m_4 \text{ olur.}$$

Tanımlanan dolaşım oranı $f = m_{\text{zengin}} / m_{\text{soğutucu}}$ olduğundan;

$f = \frac{m_8}{m_1}$ elde edilir.

Kaynatıcı (SASA)



Kaynatıcı için süreklilik denklemi;

$$\Sigma m_{\text{Ç}} = \Sigma m_{\text{G}}$$

$$m_7 = m_1 + m_8 \quad (3.3)$$

Kaynatıcıdaki LiBr dengesi

$$m_7 \cdot x_7 = m_8 \cdot x_8 \quad (3.4)$$

(3.3) nolu denklem (3.4) nolu denkleme taşınırsa;

$$(m_1 + m_8) \cdot x_7 = m_8 \cdot x_8 \Rightarrow m_1 \cdot x_7 = m_8 (x_8 - x_7) \Rightarrow$$

$$\frac{m_8}{m_1} = \frac{x_7}{x_8 - x_7} \quad \frac{m_8}{m_1} = f \text{ olduğundan; } f = \frac{x_7}{x_8 - x_7}$$

Süreklilik denkleminin her tarafı m_1 e bölüldüğünde,

$$\frac{m_7}{m_1} = 1 + \frac{m_8}{m_1} \text{ olur. O halde } \frac{m_7}{m_1} = 1 + f \text{ dir.}$$

Kaynatıcı için süreklilik denklemi ve termodinamiğin I. kanunu yazılırsa;

$$\Sigma Q - \Sigma W = \Sigma H_{\text{Ç}} - \Sigma H_{\text{G}}$$

Kaynatıcı basıncı sabit olduğundan SASA için iş $\Sigma W = - \int V dP$ gereği $\Sigma W = 0$ olur ve denklem

$$\Sigma Q = Q_{\text{kay}} = m_1 \cdot h_1 + m_8 \cdot h_8 - m_7 \cdot h_7 \text{ haline gelir.}$$

Denklemin her tarafı kaynatıcı kapasitesini birim kg soğutucu a-kışkan için bulunmak istendiğinden m_1 e bölünürse;

$$q_{\text{kay}} = h_1 + \frac{m_8}{m_1} \cdot h_8 - \frac{m_7}{m_1} \cdot h_7 \quad \frac{m_8}{m_1} = f \text{ ve } \frac{m_7}{m_1} = 1 + f \text{ olduğundan}$$

$$q_{kay} = h_1 + f \cdot h_8 - (1+f) \cdot h_7$$

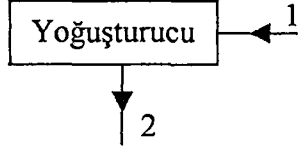
Yoğuşturucu (Kondenser) SASA

$P_{yoğ} = \text{sabit olduğundan } \Sigma W = 0 \text{ olur.}$

Bu durum için I. kanundan

$$Q_{yoğ} = \Sigma H_C - \Sigma H_G = H_2 - H_1 = m_2 \cdot h_2 - m_1 \cdot h_1$$

elde edilir.



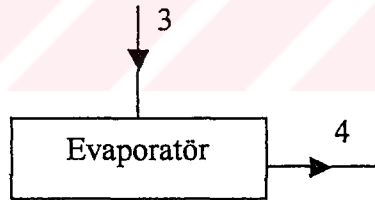
Süreklilik gereği burada; $m_2 = m_1$ olduğundan

$$Q_{yoğ} = m_1 (h_2 - h_1)$$

denklemin her tarafı m_1 e bölünürse;

$$q_{yoğ} = h_2 - h_1$$

Buharlaştırıcı (Evaporatör) SASA



$P_{buh} = \text{sabit olduğundan } \Sigma W = 0 \text{ olur. Bu durumda I. kanun;}$

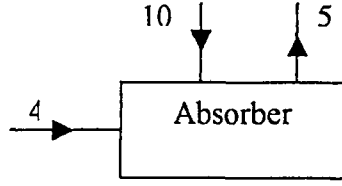
$$Q_{buh} = H_4 - H_3 = m_4 \cdot h_4 - m_3 \cdot h_3 \text{ halini alır.}$$

Süreklilik ifadesi gereği bu komponentte $m_3 = m_1$ olduğundan

$$Q_{buh} = m_4 (h_4 - h_3) \quad m_4 = m_3 = m_1 \text{ dir. Bu durumda}$$

$$Q_{buh} = m_1 \cdot (h_4 - h_3) \text{ denklemin her tarafı } m_1 \text{ 'e bölünürse;}$$

$$q_{buh} = h_4 - h_3$$

Absorber (SASA)

$$P_{abs} = \text{sabit olduğundan } \Sigma W = 0$$

Absorber için I. Kanun;

$$Q_{abs} = \Sigma H_{\dot{C}} - \Sigma H_{\dot{g}} = m_5 \cdot h_5 - (m_4 \cdot h_4 + m_{10} \cdot h_{10})$$

$m_5 = m_7 \cdot m_4 = m_1$ ve $m_{10} = m_8$ dir. Bu I. kanunda yerine yazılıp her taraf m_1 e bölünürse

$$q_{abs} = \frac{m_7}{m_1} \cdot h_5 - h_4 - \frac{m_8}{m_1} \cdot h_{10} \text{ olur.}$$

$$\frac{m_7}{m_1} = 1+f \text{ ve } \frac{m_8}{m_1} = f \text{ olduğundan}$$

$$q_{abs} = (1+f) \cdot h_5 - h_4 - f \cdot h_{10}$$

Bu çalışmanın amacını esas teşkil eden tek ve çift kademeli sistemlerin kıyaslanmasında temel alınacak unsur, soğutma sistemlerinde etkenlik parametresi olarak anılan performans katsayısı ya da Soğutma Tesir Katsayısı dediğimiz ifadedir ve soğutma etkisinin net iş girişine oranı şeklinde tanımlanır.

3.4.3. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Soğutma Tesir Katsayısı

Absorpsiyonlu soğutma çevriminin teorik tersinmez soğutma tesir katsayısını bulabilmek için çeşitli kabuller yapılması gerekir.

1. Her komponent için analiz sürekli rejim şartlarında yapılmıştır.

2. Kaynatıcı ve yoğuşturucu basıncı, yoğuşma sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncıdır.
3. Buharlaştırıcı ve absorber basıncı, buharlaşma sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncıdır.
4. Kaynatıcıdan ayrılan soğutucu akışkan buharı, kızgın buhar şartlarındadır; sıcaklığı ve basıncı ise kaynatıcı sıcaklığı ve basıncındadır.
5. Yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş sıvı halindedir. ($x=0$)
6. Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu akışkan, kuru doymuş buhar halindedir, ($x=1$) ve buharlaştırıcı sıcaklığındadır.
7. Absorberden ayrılan çözelti, absorber basınç ve sıcaklığında denge halindedir.
8. Kaynatıcıdan ayrılan çözelti, kaynatıcı sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
9. Genleşme valfinde entalpi değişimi olmamaktadır.
10. Aynı sıcaklık ve konsantrasyon için, denge halindeki entalpi ile dengesiz haldeki entalpi eşittir.
11. Absorber, kaynatıcı, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı gibi elemanlar için adyabatik şartlar geçerlidir.
12. Sistemde basınç kaybı meydana gelmemektedir.
13. Sisteme iş girişi ihmal edilmiştir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi, İdeal Carnot Çevrimi olarak düşünüldüğünde, sistemin analizi için termodinamiğin I. ve II. kanunlarının yazılması gerekir.

I. Kanun;

$$\Sigma Q - \Sigma W = \Delta E$$

Burada ΔE : sistem sınırları içindeki enerji değişimi, ΣQ : toplam ısı girişi ve çıkışı ve ΣW ise toplam iş alışverişidir.

Termodinamiğin II. kanunu ise;

$$\Delta S = \Sigma \frac{Q_i}{T_i} + \frac{W_{ky}}{T_o} \text{ şeklindedir.}$$

Bu ifadeye ; ΔS : Sistem sınırları içindeki entropi değişimi, T_i : bölge (eleman) sıcaklığını, T_o : çevre sıcaklığını ve W_{ky} : Kayıp işi göstermektedir.

Soğutma sisteminde proses bir çevrim boyunca gerçekleştiğinden $\Delta E = \Delta S = 0$ olur. Kabullerimiz Madde 13 uyarınca $W_p = 0$ olduğundan sistem için I.Kanun;

$$Q_{kay} + Q_{BUH} + Q_{ABS} + Q_{yoğ} = 0 \text{ halini alır.}$$

Termodinamiğin II.kanunundan sistem için;

$$\frac{Q_{kay}}{T_{kay}} + \frac{Q_{BUH}}{T_{BUH}} + \frac{Q_{ABS}}{T_{ABS}} + \frac{Q_{yoğ}}{T_{yoğ}} + \frac{W_{ky}}{T_o} = 0$$

ifadesi elde edilir.

İdeal absorpsiyonlu soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısı daha önce bahsedilen ifade gereği;

$$STK = \frac{Q_{BUH}}{Q_{KAY}}$$

bağıntısıyla tarif edilir.

Sistem için yazılan I.kanun ifadesinin her tarafı Q_{kay} ya bölünürse;

$$1 + \frac{Q_{BUH}}{Q_{KAY}} + \frac{Q_{ABS}}{Q_{KAY}} + \frac{Q_{YOĞ}}{Q_{KAY}} = 0 \text{ elde edilir.} \quad (3.5)$$

II. Kanun ifadesinin her tarafı $\frac{T_{KAY}}{Q_{KAY}}$ ile çarpılırsa;

$$1 + \frac{T_{KAY}}{T_{BUH}} \cdot \frac{Q_{BUH}}{Q_{KAY}} + \frac{T_{KAY}}{T_{ABS}} \cdot \frac{Q_{ABS}}{Q_{KAY}} + \frac{T_{KAY}}{T_{YOĞ}} \cdot \frac{Q_{YOĞ}}{Q_{KAY}} = 0 \quad (3,6)$$

olur.

Tersinir Carnot çevrimi için, kondenser içindeki entropideki azalma, evaporatördeki entropi kazancına eşit olacaktır; Buna göre:

$$\frac{Q_{BUH}}{T_{BUH}} = \frac{Q_{YOĞ}}{T_{YOĞ}} \text{ olur. Bu eşitlik sistem için yazılan II. kanun ifadesine}$$

taşınacak olursa (3.6) no lu denklemden;

$$1 + \frac{T_{KAY}}{T_{ABS}} \cdot \frac{Q_{ABS}}{Q_{KAY}} = 0 \text{ elde edilir.} \quad (3.7)$$

(3.5) (3.6) (3.7) no lu denklemlerden $\frac{Q_{BUH}}{Q_{KAY}}$ çekilecek olursa;

$$\frac{Q_{BUH}}{T_{KAY}} = (STK)_{ter} = \frac{T_{BUH}}{T_{KAY}} \cdot \frac{(T_{KAY} - T_{ABS})}{(T_{YOĞ} - T_{BUH})} \text{ elde edilir.}$$

Şayet yoğuşturucu ve absorberde aynı soğutma suyu yada havası kullanıldığından eriyiğin absorberden çıkış sıcaklığı, yoğuşma sıcaklığına eşit olduğu kabulü yapılırsa; sistem için:

I. Kanundan;

$$Q_{KAY} + Q_{BUH} = Q_{YOĞ} + Q_{ABS} \text{ ve}$$

II. Kanundan;

$$\frac{Q_{KAY}}{T_{KAY}} + \frac{Q_{BUH}}{T_{BUH}} = \frac{Q_{YOĞ}}{T_{YOĞ}} + \frac{Q_{ABS}}{T_{ABS}} \text{ elde edilir.}$$

$$STK = \frac{Q_{BUH}}{Q_{KAY}} \text{ ve } T_{ABS} = T_{YOĞ} \text{ olduğundan II. kanun}$$

$$\frac{Q_{KAY}}{T_{KAY}} + \frac{Q_{BUH}}{T_{BUH}} = \frac{Q_{YOĞ} + Q_{ABS}}{T_{YOĞ}} \text{ halini alır.}$$

Eşitliğin her iki tarafını $\frac{T_{KAY}}{Q_{KAY}}$ ile çarparsak;

$$1 + \frac{Q_{BUH}}{Q_{KAY}} \cdot \frac{T_{KAY}}{T_{BUH}} = \frac{Q_{YOĞ} + Q_{ABS}}{T_{YOĞ}} \cdot \frac{T_{KAY}}{Q_{KAY}}$$

I. Kanundan $Q_{YOĞ} + Q_{ABS}$ yerine $Q_{KAY} + Q_{BUH}$ yazarsak

$$1 + \frac{Q_{BUH}}{Q_{KAY}} \cdot \frac{T_{KAY}}{T_{BUH}} = \frac{T_{KAY}}{T_{YOĞ}} + \frac{Q_{BUH}}{Q_{KAY}} \cdot \frac{T_{KAY}}{T_{YOĞ}}$$

Eşitlikten $\frac{Q_{BUH}}{Q_{KAY}}$ oranını yani STK'yı çekersek;

$$(STK)_{\text{ter}} = \frac{Q_{BUH}}{Q_{KAY}} = \frac{T_{BUH}}{T_{KAY}} \cdot \frac{(T_{KAY} - T_{ABS})}{(T_{YOĞ} - T_{BUH})} \text{ elde edilir.}$$

3.4.4. Tek Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi İçin Sayısal Örnek

LiBr-su eriyiği kullanan, $T_{\text{evap}} = 10^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{kond}} = 40^{\circ}\text{C}$ ve $T_{\text{kay}} = 90^{\circ}\text{C}$ için

$$T_{\text{evap}} = 10^{\circ}\text{C} \text{ ye karşılık gelen doyma basıncı } P_{\text{evap}} = 1,227 \text{ kPa}$$

$T_{\text{kond}} = 40^{\circ}\text{C}$ ye karşılık gelen doyma basıncı $P_{\text{kond}} = 7,375 \text{ kPa}$ bulunur.

Termodinamik Tablo ve Korelasyonları kullanarak Şekil 3.2 deki hal noktaları için;

$$h_1 = 2669 \text{ kJ/kg}, h_2 = 167,45 \text{ kJ/kg}, h_3 = h_2 = 167,45 \text{ kJ/kg},$$

$$h_4 = 2519 \text{ kJ/kg}$$

$$X_{ze} = 0,62, X_{fe} = 0,55, h_5 = 90 \text{ kJ/kg}, h_7 = 170 \text{ kJ/kg},$$

$$h_8 = 220 \text{ kJ/kg} \text{ ve } h_{10} = 160 \text{ kJ/kg} \text{ bulunur.}$$

$$f = \text{dolaşım oranı} = 7,86 \text{ olduğundan}$$

$$q_{\text{kond}} = h_2 - h_1 = -2501,5 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{evap}} = h_4 - h_3 = 2351,5 \text{ kJ/kg},$$

$$q_{\text{kay}} = h_1 + f \cdot h_8 - (f+1) h_7 = 2892 \text{ kJ/kg} \text{ ve } q_{\text{abs}} = (f+1) \cdot h_5 - h_4 - f \cdot h_{10} \\ = -2979,2 \text{ kJ/kg} \text{ bulunur.}$$

$$\text{STK} = \frac{q_{\text{evap}}}{q_{\text{kay}}} \text{ olduğundan, STK} = 0,81 \text{ elde edilir.}$$

NH_3 -su eriyiği kullanan $T_{\text{evap}} = -10^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{kand}} = 25^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{kay}} = 100^{\circ}\text{C}$ için

$$T_{\text{evap}} = -10^{\circ}\text{C} \text{ ye karşılık gelen doyma basıncı } P_{\text{evap}} = 2,9 \text{ bar}$$

$$T_{\text{kond}} = 25^{\circ}\text{C} \text{ ye karşılık gelen doyma basıncı } P_{\text{kond}} = 10,03 \text{ bar}$$

Termodinamik Tablo ve Korelasyonları kullanarak şekil 3.2 deki hal noktaları için;

$$h_1 = 1665,4 \text{ kJ/kg}, h_2 = 298,5 \text{ kJ/kg}, h_3 = h_2 = 298,5 \text{ kJ/kg},$$

$h_4 = 1432$ kJ/kg, $h_5 = -140$ kJ/kg, $h_7 = 50$ kJ/kg, $h_8 = 240$ kJ/kg, $h_{10} = 30$ kJ/kg, $X_{ze} = 0,48$ ve $X_{fe} = 0,31$ bulunur.

$f = \text{Dolaşım Oranı} = 4,1$ olduğundan

$$q_{\text{kond}} = h_2 - h_1 = -1367$$

$$q_{\text{evap}} = h_4 - h_3 = 1133,5$$

$$q_{\text{kay}} = h_1 + (f-1)h_8 - fh_7 = 2204,4$$

$$q_{\text{abs}} = f \cdot h_5 - (f-1) \cdot h_{10} - h_4 = -2099 \text{ bulunur.}$$

$$\text{STK} = \frac{q_{\text{evap}}}{q_{\text{kay}}} \text{ olduğundan } \text{STK} = 0,51 \text{ elde edilir.}$$

3.5. Absorpsiyonlu Soğutma Teknolojileri Üzerine Bir İnceleme

Bu bölümde absorpsiyonlu soğutma teknolojisi üzerine bir literatür incelemesi yer almaktadır. Farklı absorpsiyonlu soğutma teknolojisi tipleri, çalışma sıvıları üzerine araştırmalar ve absorpsiyon işlemlerinin geliştirilmesi gibi araştırma opsiyonları tartışılmıştır.

Endüstriyel işlemlerin çoğu buhar veya ısı üretmek üzere fosil yakıtı yakarak çok miktarda termal enerji kullanır. Bu işlemlerden sonra, ısı atık olarak çevreye bırakılır. Bu atık ısı absorpsiyonlu soğutma döngüsü gibi ısıyla çalışan bir soğutma sisteminden yararlanılarak yararlı bir soğutucuya dönüştürülebilir. Konvansiyonel buhar kompresyonlu soğutucular için üretici firmalardan alınan elektrik miktarı azaltılabilir. Isıyla çalışan soğutma sistemlerinin kullanılması, çevreyle ilgili küresel problemlerin azaltılmasına yardımcı olabilir, örneğin, elektrik santrallerinde fosil yakıtının kullanılmasından ortaya çıkan karbon emisyonunun neden olduğu sera etkisi.

Absorpsiyon sistemleriyle konvansiyonel buhar kompresyon sistemleri arasındaki bir başka fark kullanılan çalışma sıvısıdır. Birçok buhar kompresyon sistemi, termofiziksel özellikleri nedeniyle kloroflürokarbon soğutucular (CFC'ler) kullanır. Absorpsiyon sistemlerini öne çıkaran faktör, ozon tabakasına zarar verdiği gerekçesiyle CFClerin kullanımının sınırlandırılmış olmasıdır. Fakat, absorpsiyon sistemlerinin birçok faydası olmasına rağmen buhar kompresyonlu sistemler tüm piyasa sektörlerine hakim durumdadır. Absorpsiyonlu sistemlerin kullanımını arttırmak için performanslarının iyileştirilmesine ve maliyetlerinin azaltılmasına yönelik çalışmalar yapılması gerekmektedir.

Absorpsiyon döngülerinin ilk kullanım tarihi 1700 lere rastlamaktadır. Sülfürik asidin var olduğu durumlarda, boşaltılmış bir konteynır içinde bulunan bir kaptan saf su buharlaştırılarak buz üretilebileceği biliniyordu. 1810 da sülfürik asit içeren bir başka kaba bağlı bir kapta bulunan sudan buz yapmak mümkündü. Suyu emen asit buharlaştıkça, sıcaklık düşüyor ve su yüzeyinde buz tabakaları oluşuyordu. Bu sistemde yaşanan en büyük problemler korozyon ve havanın vakumlu kaba sızmasıydı. 1859 yılında Ferdinand Carre çalışma sıvısı olarak su/amonyak kullanan yeni bir makine geliştirdi. Bu makine 1860 yılında Amerika'dan patent aldı. Bu patente dayalı olarak geliştirilen makineler buz yapmak ve gıdaları soğutmak için kullanıldı. Bu makineler, soğutucu geliştirme yönündeki çalışmalarda temel dizayn olarak kullanılmıştı.

1950 lerde endüstriyel uygulamalar için, çalışma sıvısı olarak lityum bromür/su kullanan bir sistem piyasaya sürüldü. Birkaç yıl sonra, çift kademeli bir absorpsiyon sistemi geliştirildi ve yüksek performansa sahip, ısıyla çalışan soğutma döngüleri için endüstriyel bir standart olarak kullanılmaya başlandı.

Bu bölümün amacı, absorpsiyonlu soğutma teknolojileri hakkında temel bir bilgi vermek ve bu konuda mevcut literatürü gözden geçirmek-

tir. Birkaç absorpsiyonlu soğutma sistemi ve araştırma opsiyonları ele alınmıştır.

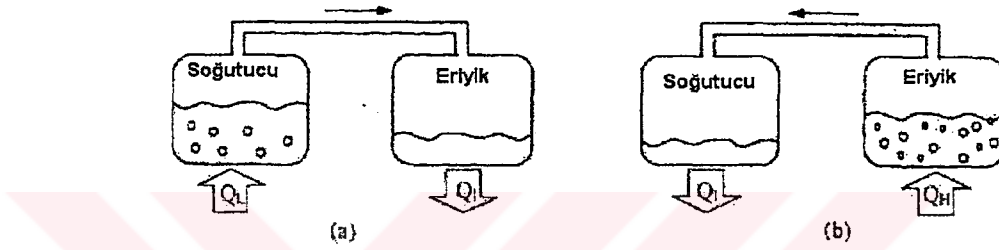
3.5.1. İşletme Prensipleri

Bir absorpsiyonlu soğutma sistemindeki çalışma sıvısı soğutucu ve soğurucudan (absorbent) oluşan ikili bir solüsyondur. Şekil 3.4(a) da iki boşaltılmış kap birbirine bağlıdır. Soldaki kaptaki sıvı soğutucu ve sağdaki kaptaki da soğurucu soğutucudan oluşan ikili bir solüsyon bulunur. Sağ kaptaki solüsyon soldaki kaptan soğutucu buhar emer ve basıncın düşmesine neden olur. Soğutucu buhar emilirken, kalan soğutucunun sıcaklığı buharlaşma sonucu azalır. Bu, sol kaptaki soğutma etkisine neden olur. Aynı zamanda, emilen soğutucu içeriğinin daha çok olması nedeniyle sağ kaptaki solüsyon da daha sulu hale gelir. Buna “absorpsiyon işlemi” denir. Normalde , absorpsiyon işlemi ekzotermik bir işlemdir. Bu yüzden sistemin absorpsiyon kabiliyetini muhafaza etmek için dışarıya ısı vermesi gerekir.

Soğutucunun doyması nedeniyle solüsyonun absorpsiyon işlemine devam edemediği durumlarda, soğutucunun sulandırılmış solüsyondan ayrıştırılması gerekir. Isı bu ayrıştırma sürecinde kilit rol oynar. Şekil 3.4.b’de görüldüğü gibi, soğutucuyu solüsyondan kurutarak ayrıştırmak için sağ kaba ısı uygulanır. Soğutucu buhar çevreye ısı verilerek kondanse edilir. Bu işlemler yoluyla, ısı enerjisi kullanılarak soğutma etkisi sağlanabilir. Fakat, soğutma etkisi sürekli sağlanamaz çünkü işlem aynı zamanda gerçekleştirilemez. Bu yüzden, Şekil 3.2 de görüldüğü gibi, absorpsiyonlu soğutma döngüsü bu iki işlemin bir kombinasyonudur. Ayrıştırma işlemi absorpsiyon işleminden daha yüksek bir basınçta gerçekleştiği için, solüsyonu sirküle etmek için bir sirkülasyan pompasına ihtiyaç vardır. Bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans katsayısı şu şekilde elde edilir.

$$STK = \frac{\text{evaporatörde elde edilen soğutma kapasitesi}}{\text{kaynatıcı için ısı girdisi + pompa için iş girdisi}}$$

Pompa için iş girdisi kaynatıcı için ısı girdisinden daha önemsizdir, bu yüzden pompa işi analizde genelde dikkate alınmaz.



Şekil 3.4. (a) Absorpsiyon işlemi sağ kapta gerçekleşir ve diğerinde soğutma etkisi yaratır; (b) Soğutucu ayrıştırma süreci harici ısı kaynağından alınan ek ısı sonucu sağ kapta gerçekleşir.

3.5.2. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri İçin Çalışma Sıvısı

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performansı çalışma sıvısının kimyasal ve termodinamik özelliklerine yakından bağlıdır. Soğurucu soğutucu kombinasyonunun temel gereksinimlerinden biri, sıvı fazında döngünün işletme sıcaklığı aralığı dahilinde bir karışabilirlik marjına sahip olmasıdır. Ayrıca karışımın kimyasal açıdan stabil, zehirsiz ve patlamaz olması gerekmektedir. Bu gereksinimlere ek olarak, aşağıdakiler de gereklidir.

* Kaynama noktaları arasında fark (saf soğutucu ve aynı basınçtaki karışımın kaynama noktaları arasındaki fark) mümkün olduğunca büyük olmalıdır.

* Kaynatıcı ve absorber arasında soğutma kapasitesi birimi başına düşük bir sirkülasyon oranı muhafaza etmek için absorber içerisinde yüksek bir buharlaşma ısı ve yüksek konsantrasyon olması gerekmektedir.

* Isı ve kütle transferini etkileyen taşıma özellikleri örneğin viskozite, termal kondüktivite ve difüzyon katsayısı uygun olmalıdır.

* Hem soğutucu hem de soğurucu aşınmaz, çevre dostu ve düşük maliyetli olmalıdır.

Literatürde birçok çalışma sıvısı ele alınmıştır. Marcriss'in absorpsiyon sıvıları üzerine yaptığı bir araştırmaya göre, 40 kadar soğutucu bileşiği ve 200 soğurucu bileşiği mevcuttur. Fakat en çok kullanılan çalışma sıvıları Su/NH₃ ve LiBr/sudur.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi icat olduğundan bu yana , hem soğutma hem de ısıtma amacıyla su-NH₃ kullanılmıştır. Hem NH₃ (soğutucu) hem de su soğurucu geniş bir çalışma sıcaklığı ve basıncı aralığında oldukça stabildir. NH₃ yüksek bir gizli buharlaşma ısısına sahiptir. Bu da sistemin randımanlı çalışması için gereklidir. NH₃ ün donma noktası -77°C olduğu için, düşük sıcaklıktaki uygulamalarda kullanılabilir. Hem NH₃ hem de su uçucu olduğu için, NH₃ le birlikte buharlaşan suyu çıkarmak için döngüde bir redresöre ihtiyaç vardır. Redresör olmazsa, evaporatörde su birikir ve sistem performansını düşürür. Yüksek basınç, toksisite ve bakır ve bakır alaşımı aşındırıcı aksiyon gibi diğer bazı dezavantajlar da söz konusudur. Fakat su/NH₃ çevre dostudur ve düşük maliyetlidir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri için LiBr/su kullanımı 1930 lu yıllarda başlamıştır. LiBr/suyun iki üstün özelliği LiBr absorbentinin uçucu olmaması (böylelikle redresöre olan ihtiyaç ortadan kalkar) ve suyun (soğutucu) yüksek buharlaşma ısısıdır. Fakat soğutucu olarak su kullanımı, düşük sıcaklıktaki uygulamaların en az 0°C nin üzerinde yapılmasını gerekir. Su soğutucu olduğu için, sistem vakumlu koşullar altında çalıştırılmamalıdır. Yüksek konsantrasyon düzeylerinde ise, solüsyon kristalleşme eğilimi gösterir. Aşınma inhibitörü olarak veya ısı-kütle transferi performansını arttırmak için LiBr/su solüsyonuna bazı katkı maddeleri eklenebilir.

LiBr/su ve su/NH₃ uzun yıllardan beri kullanılmasına ve özellikleri iyi bilinmesine rağmen, yeni çalışma sıvıları bulmak için geniş araştırmalar yapılmıştır. Florokarbon soğutucu tabanlı çalışma sıvıları üzerinde çalışılmıştır. R22 ve R21 en çok önerilenler arasındadır çünkü bunlar organik çözücülerle çözülebilmektedir. Göze çarpan iki çözücü, Dimetil Eter Tetraetilen Glikol (DMETEG) ve Dimetil Formamid'dir (DMF).

LiBr/su veya NaOH/su inorganik tuz absorbenti kullanan ikili bir karışım absorpsiyonlu bir soğutucu sistemi için en başarılı çalışma sıvısı olabilir. Fakat solüsyon, yüksek sıcaklıkta olduğu gibi yüksek konsantrasyonda da kristalleşme eğilimi gösterir. LiBr+ZnBr₂/su gibi üç elemanlı bir karışıma ikinci bir tuz eklenmesinin solüsyonun çözünürlüğünü arttırdığı sonucuna varılmıştır. Absorpsiyonlu bir sistemle kullanılmak üzere farklı üç elemanlı karışımlar test edilmiştir.

3.5.3. Absorpsiyon İşleminin İyileştirilmesi

Absorber herhangi bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin en kritik bileşenidir. Deneysel çalışmalar, eriyik sirkülasyon oranının (üretilen soğutucu birimi başına eriyik sirkülasyon oranı) teorik değerden 2 ile 5

kat daha yüksek olduğunu göstermiştir. Bunun nedeni, absorberdeki solüsyonun dengesizlik durumudur. Absorberdeki basınç ve sıcaklıkta, solüsyon, teorik değerden daha az soğutucu emer. Soğutucu buharının ve solüsyon arasındaki absorpsiyon işlemini anlamak ve geliştirmek için birçok araştırma yapılmıştır.

LiBr/su sistemi için kullanılan en yaygın absorber tipi, soğutucu buharının soğutulmuş yatay tüpler üzerinden yatay akışlı bir solüsyon tabakasına emildiği sistemdir. Bu absorber türünde, absorpsiyon işlemi boyunca, ısı sıvı filmde eş zamanlı olarak çekilir. Dolayısıyla, absorpsiyon oranı artar. Fakat bu tasarım, iyi performans sağlamak için yüksek bir yeniden dolaşım oranı gerektirir. Rotex tarafından geliştirilen bir başka yaklaşım soğutucu buharının soğutulmuş diskler üzerindeki likit tabakaya emilmesidir. Belli bir yüzey alanında, döner disklerdeki absorpsiyon oranı konvansiyonel bir tasarımda olduğundan çok daha yüksektir. Dolayısıyla, kullanılan bir absorberin büyüklüğü, konvansiyonel bir yatay akışlı tabaka dizaynından çok daha küçük olacaktır. Döner bir tambur dahilinde absorpsiyon işlemi de çalışmalara konu olmuştur. Su/NH₃ için, emici tasarımları da literatürde yerini almıştır.

3.5.4. Farklı Tasarımlarda Absorpsiyonlu Soğutma Döngülerinin Tanıtılması:

Tek Kademeli Absorpsiyon Sistemi

Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi en basit ve en yaygın kullanılan tasarımdır. Kullanılan çalışma sıvısına bağlı olarak iki farklı tasarım konfigürasyonu mevcuttur. Şekil (3.2) de LiBr/su gibi uçucu olmayan bir soğurucu kullanılan tek kademeli bir sistem görülmektedir.

Kaynaticıya verilen yüksek ısı, eriyik içindeki soğutucuyu buharlaştırmak (yoğuşturucuda çevreye verilir) ve solüsyonu absorber sıcaklığında ısıtmak (absorberde çevreye verilir) için kullanılır. Dolayısıyla kaynaticıdaki yüksek sıcaklıktaki ısı absorberde ve yoğuşturucuda atık hale geldikçe tersinmezlik meydana gelir. Bu tersinmezliği azaltmak için şekil 3.2. de görüldüğü gibi, bir eriyik ısı eşanjörü kullanılır. Isı eşanjörü absorberden gelen eriyiğin, kaynaticıdan gelen sıcak solüsyonun ısısını kullanarak, kaynaticıya girmeden önce ısıtılmasını sağlar. Bu sayede, kaynaticıdaki ısı girdisi azaldıkça STK artar. Ayrıca, daha az ısı verildikçe absorberin boyutu da küçülebilir. Deneysel çalışmalar eriyik ısı eşanjörü kullanıldığında STK'nın %60'a kadar artacağını göstermektedir.

Su/NH₃ gibi uçucu bir soğurucu kullanıldığında, sistem "redresör" denilen ve soğutucuyu kondensere girmeden önce arındıran ekstra bir komponente ihtiyaç duyar. Kullanılan soğurucu (su) oldukça uçucu olduğu için, amonyakla (soğutucu) birlikte buharlaştırılacaktır. Redresör olmazsa, bu su kondanse edilecek ve evaporatör içerisinde toplanarak performansı düşürecektir.

En yaygın kullanılan çalışma sıvıları LiBr/su ve su/NH₃ olmasına rağmen, bazı araştırmacılar çalışma sıvısı olarak LiNO₃/NH₃, LiBr+ZnBr₂/CH₃OH, LiNO₃ + KNO₃ + NaNO₃/su, LiCl/su, Gliserol/su kullanılan tek kademeli absorpsiyon sistemlerinin performansı üzerine çalışmalar yapmıştır.

3.5.5. Absorpsiyonlu Isı Yükselticileri

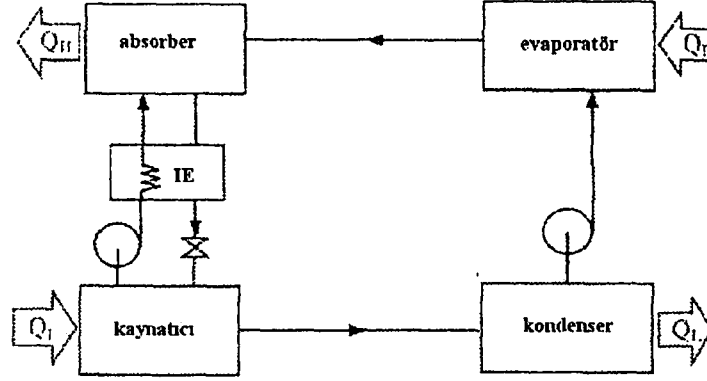
Herhangi bir absorpsiyonlu soğutma döngüsü üç dış rezervuarla ısı takası yapar; düşük, orta ve yüksek sıcaklık düzeylerinde. Bir absorpsiyon sistemi soğutucu yada ısı pompası olarak kullanılıyorsa,

sistemi çalıştıran ısı yüksek sıcaklıktaki rezervuardan 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 sıcaklıkta rezervuar veya soğutucu için ara sıcaklıkta bir rezervuar olarak kullanılır.

Bir başka tip absorpsiyon döngüsü de “absorpsiyonlu ısı yükselticisi” veya “ters absorpsiyonlu ısı pompası” olarak bilinir. Bu sistem, ara sıcaklıkta bir rezervuardan gelen ısıyı kullanır (normalde endüstriyel atık ısı). Sistem ısıyı düşük bir sıcaklık düzeyinde dışarı verir (normalde çevreye). Faydalı çıktı en yüksek sıcaklık düzeyinde elde edilir. Absorpsiyonlu ısı yükseltici kullanımı, atık ısısının, çalışma sıvısını sirküle edebilmek için gerekli olan bazı işler dışında herhangi bir ısı girdisi olmaksızın daha yüksek bir sıcaklığa çıkarılmasını sağlar.

Şekil 3.5 absorpsiyonlu ısı yükselticisinin şematik diyagramını göstermektedir. Bu döngü, tek kademeli bir absorpsiyon döngüsüyle benzer komponentlere sahiptir. Aradaki fark, kondenserle evaporatör arasında kurulmuş olan genişleme valfi; yerini bir pompaya bırakmış olmasıdır. Alışıldık biçimde soğutucu ayrıştırmak 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 kullanılarak buharlaştırılır (absorpsiyonlu ısı yükselticileri genelde kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıkları aynı olacak şekilde çalıştırılır). Daha sonra buhar halindeki soğutucu absorberdeki solüsyon tarafından emilir ve faydalı ısı yüksek bir sıcaklıkta dışarıya verilir.

Şekil 3.5 Absorpsiyonlu ısı yükselticisi kaynatıcıdaki atık ısıyı emer. Atık ısıyı emmek üzere evaporatöre sıvı soğutucu pompalanır. Absorberden gelen yüksek sıcaklıktaki faydalı ısı, absorpsiyon ısısidir.



Şekil 3.5. Absorpsiyonlu ısı yükselticisi şeması

Düşük dereceli ısı, örneğin güneş enerjisi veya endüstriyel atık ısı kullanılarak yükseltilebilir. LiBr/su, LiBr+ZnBr₂/CH₃OH DMETEG/R21, DMF/R21 gibi farklı çalışma sıvılarıyla çalışan absorpsiyonlu ısı yükselticilerinin performansı üzerine çalışmalar mevcuttur.

3.5.6. Çok Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Döngüsü

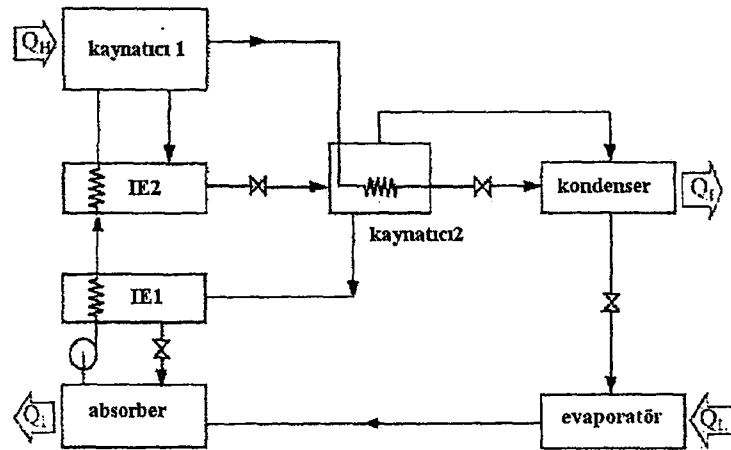
Yüksek kademeli bir döngünün temel hedefi yüksek sıcaklıkta ısı kaynaklarının mevcut olması durumunda sistem performansını arttırmaktır. “Çok kademeli” terimiyle, döngünün, yüksek sıcaklıkta bir kademe dışarı verilen ısı, düşük sıcaklıktaki bir kademe ek soğutma etkisi yaratmak için düşük sıcaklıktaki bir kademe ısı girdisi olarak kullanılacak biçimde konfigüre edilmesi gerekir.

Çift kademeli absorpsiyonlu soğutma döngüsü ilk olarak 1956 ve 1958 yıllarında kullanılmıştır. Şekil 3.6. da LiBr/su kullanılan bir sistem görülmektedir. Dış bir kaynaktan gelen yüksek sıcaklıkta ısı ilk kademe kaynatıcıya verilir. Meydana gelen buhar halindeki soğutucu, ikinci kademe kaynatıcıda yüksek basınçta kondanse edilir. Dışarıya verilen ısı, ilk kademe kaynatıcıdan gelen solüsyondan ek soğutucu buhar elde et-

mek için kullanılır. Bu sistem konfigürasyonu, seri akışlı çift kademeli absorpsiyon sistemi olarak kabul edilir.

Çift kademeli bir absorpsiyon sistemi STK değeri STK_{tek} olan iki tek kademeli absorpsiyon sisteminin kombinasyonu olarak kabul edilir. Dış kaynaktan gelen bir birim ısı girdisi için, ilk kademe kaynatıcıda üretilen soğutucunun meydana getirdiği soğutma etkisi $1 \times STK_{tek}$ 'dir. Herhangi bir tek kademeli absorpsiyon sistemi için, kondenserden dışarı verilen ısının elde edilen soğutma kapasitesiyle yaklaşık eşit olduğu varsayılabilir. Dolayısıyla ikinci kademe kaynatıcıya verilen ısı $1 \times STK_{tek}$ dir. İkinci kademe kaynatıcıda üretilen soğutma etkisi ise $(1 \times STK_{tek}) \times STK_{tek}$ dir. Bu yüzden bu çift kademeli absorpsiyon sisteminin STK'sı, $STK_{çift} = STK_{tek} + (STK_{tek})^2$ dir. Bu analize göre, çift kademeli absorpsiyon sisteminin STK değeri 0.96 iken, karşılık gelen tek kademeli sistemin STK'sı 0.6 dır. Farklı çalışma sıvılarıyla çalışan çift kademeli absorpsiyon sistemleri üzerine teorik çalışmalar mevcuttur.

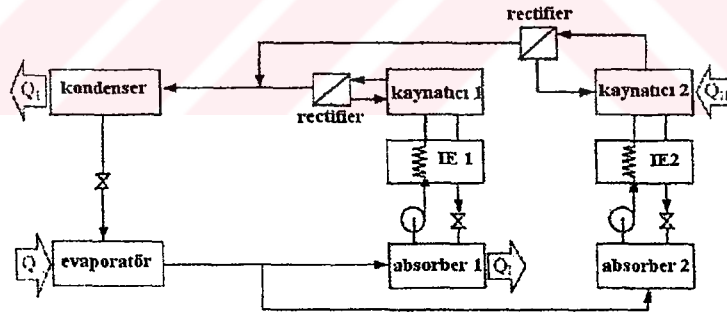
Şekil 3.6. Çift kademeli bir su/LiBr absorpsiyon döngüsü. Soğutucu buharın kondansasyonundan salıverilen ısı, kaynatıcı II de ısı girdisi olarak kullanılır. Bu döngü 3 basınç düzeyinde çalışır; yüksek, orta ve düşük basınç.



Şekil 3.6. Çift kademeli LiBr/su absorpsiyon çevrimi

LiBr/su solüsyonu su/NH₃ le değiştirilirse, ilk kademe kaynatıcıdaki maksimum basınç aşırı yüksek olacaktır. Şekil 3.7 su/NH₃ kullanılan çift kademeli absorpsiyon sistemini göstermektedir. LiBr/su kullanılan sistemle karşılaştırıldığında, bu sistem, iki ayrılmış tek kademeli döngünün kombinasyonu olarak kabul edilebilir. Her iki döngünün evaporatör ve yoğurturucuları gösterildiği gibi tek birim halinde bir araya getirilmiştir. Dolayısıyla, bu sistemde sadece iki basınç düzeyi vardır ve maksimum basınç, kabul edilebilir bir düzeye sınırlanabilir. Dış kaynaktan gelen ısı sadece kaynatıcı II ye verilir. Su soğurucu olduğu için, absorberde kristalleşme sorunu olmaz. Bu sayede, absorber II yüksek sıcaklıkta çalışabilir ve kaynatıcı I e ısı verir. Bu sistem konfigürasyonu da, paralel akışlı çift kademeli absorpsiyon sistemi olarak kabul edilir.

Şekil 3.7 Çift kademeli absorpsiyon döngüsü iki basınç düzeyinde çalışmaktadır. Absorber II den gelen absorpsiyon ısısı, soğutucu ayrıştırma işlemi için atıcı (absorber) I'e verilir.



Şekil 3.7. İki basınç seviyeli çift kademeli absorpsiyon çevrimi

Farklı tiplerde çok kademeli absorpsiyon döngüleri üzerine çalışmalar mevcuttur, örneğin üç kademeli absorpsiyon döngüsü ve dört kademeli absorpsiyon döngüsü gibi. Fakat STK'nın artması doğrudan kademe artışına bağlı değildir. Kademe sayısı arttığında her kademenin STK'sının , tek kademeli sistemin STK'sı kadar yüksek olmayacağı not edilmelidir. Ayrıca, kademe sayısının artması sisteminin karmaşıklığını

da arttırır. Bu yüzden, çift kademeli sistem kademeli sistem ticari açıdan en elverişli olan sistemdir.

3.5.7. GAX'lı Absorpsiyonlu Soğutma Döngüsü

GAX'ın açılımı Genetator (kaynaticı) (G)/absorber (A) ısı eşanjörüdür, bazen de DAHX yani atıcı (desorber) / absorber ısı eşanjörü olarak adlandırılır. Tek kademeli bir absorpsiyon sistemiyle yüksek performans elde etmek mümkündür. Daha önce bahsedilen paralel akışlı çift kademeli absorpsiyon sistemine atıfla, sistem, birbirine paralel olarak çalışan iki tek kademeli döngüden oluşur. GAX konsepti, bu iki aşamalı çift kademeli absorpsiyon döngüsünü basitleştirmekle birlikte aynı performansı sağlar. GAX fikri Altenkirch ve Tenckhoff tarafından 1911 yılında atılmıştır.

Absorber ve kaynaticı, ters akışlı ısı eşanjörü olarak kabul edilebilir. Absorberde kaynaticıdan gelen zayıf ya da fakir soğutucu solüsyon ve evaporatörden gelen buhar halindeki soğutucu üst kısma girer. Absorpsiyon işlemi boyunca üretilen ısı, soğutucu buharını emme kabiliyetinin korunması için dışarı verilmelidir. Üst kısımda, ısı yüksek bir sıcaklıkta dışarı verilir. Alt kısımda ise, solüsyon buharı emmeye devam ederken, çevreye ısı vererek soğur. Kaynaticıda absorberden gelen güçlü soğutucu solüsyon üst kısma girer. Bu kısımda absorberin üst kısmından dışarı verilen ısı kullanılarak, solüsyon içindeki soğutucu kurutulur. Kaynaticının alt kısmında, solüsyon harici ısı kaynağıyla ısıtılarak biraz daha kurutulur. Absorber ve kaynaticı arasında ısı transferi için kullanılan ek bir ikincil sıvı bulunur. Bu yüzden, tek kademeli bir absorpsiyon sisteminde GAX kullanılarak iki aşamalı çift kademeli absorpsiyon sisteminin STK'sı kadar yüksek bir STK elde edilebilir. Bu sistem üzerinde çalışmalar mevcuttur.

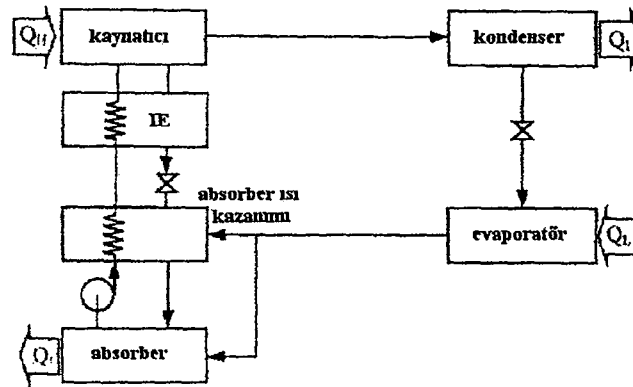
3.5.8. Absorber – Isı Korunumlu Absorpsiyonlu Soğutma Döngüsü

Eriyik ısı eşanjörü kullanımının sistemin STK'sını arttırdığı daha önce belirtilmişti. Absorberden gelen güçlü ya da zengin soğutucu eriyik kaynatıcıdan gelen sıcak eriyikten ısı transfer edilerek, kaynatıcıya girmeden önce ısıtılabilir. Absorber ısı tutuşu sağlanarak, zengin soğutucu eriyiğin sıcaklığı arttırılabilir.

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 3.8'de görüldüğü gibi, zengin soğutucu eriyiğini ısıtmak için kullanılır. Bu yüzden, kaynatıcıya giden ısı girdisi azaltılır ve STK artar.

Bu sistem, su/NH₃ ve LiNO₃/NH₃ gibi farklı çalışma sıvıları kullanılarak teorik şekilde ele alınmıştır. Absorber – ısı tutuşlu bir döngünün STK'sında %10 artış olduğu gözlenmiştir. Fakat bu absorber dizaynına dayalı bir makine henüz imal edilmemiştir.

Absorber – ısı kazanımlı döngü absorpsiyon ısısını, absorberden kaynatıcıya giden akışı ısıtmak için kullanılır.



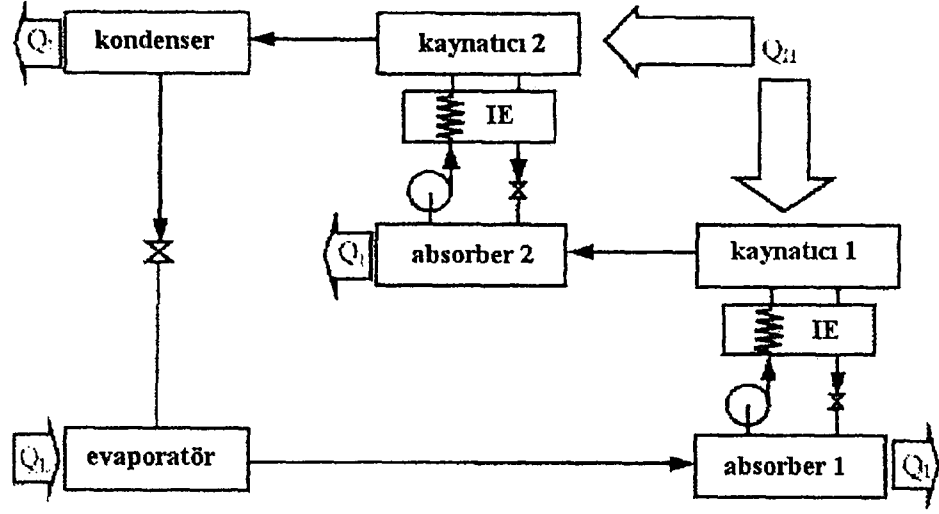
Şekil 3.8. Absorber – ısı kazanımlı çevrim

3.5.9. Yarım Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Döngüsü

Herhangi bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin sadece, absorberdeki solüsyon soğutucu bakımından kaynatıcıdaki soğutucudan daha zengin olması durumunda çalıştırılabileceği unutulmamalıdır. Sıcaklık artar yada basınç düşerse solüsyon içindeki soğutucu fraksiyonu düşer, bunun tersi de geçerlidir. Kaynatıcı sıcaklığı düşerse, solüsyon sirkülasyon oranı da artacak ve STK'yı düşürecektir. Eğer çok düşükse, sistemi çalıştırmak mümkün olmaz.

Yarım kademeli absorpsiyon sistemi, nispeten düşük sıcaklıkla bir ısı kaynağının kullanılacağı bir uygulama için oluşturulmuştur. Şekil 3.9. da yarım kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik diyagramı yer almaktadır. Sistem konfigürasyonu, ısı akış yönlerinin farklı olması dışında, su/NH₃ kullanılan çift kademeli absorpsiyon sisteminin (Şekil 3.7'de görüldüğü gibi) aynısıdır. Şekil 3.9'a atıfla, harici bir kaynaktan gelen yüksek sıcaklıktaki ısı her iki kaynatıcıya da gider. Her iki absorber çevreye ısı verir. Absorber II ve kaynatıcı I ortalama bir basınç düzeyinde çalışırlar. Bu yüzden kaynatıcı I ve absorber I ile kaynatıcı II ile absorber II arasındaki sirkülasyon oranı kabul edilebilir düzeylerde muhafaza edilebilir. Yarım kademeli absorpsiyon sisteminin STK'sının, tek kademeli absorpsiyon döngüsünün yaklaşık %50 oranında daha fazla ısı verdiği için, daha düşük olacağı not edilmelidir. Fakat, nispeten düşük sıcaklıkta ısı kaynağıyla çalıştırılabilir.

Yarım kademeli bir absorpsiyon döngüsü, farklı basınç düzeylerinde çalışan iki tek kademeli döngünün bir kombinasyonudur. Aynı basınç düzeyinde çalışan bir tek kademeli döngü için, ısı kaynağı sıcaklığının minimum ısıdan daha düşük olması gerekir.



Şekil 3.9. Yarım kademeli Absorpsiyon çevrimi

3.5.10. Kombine Buhar Absorpsiyon Sıkıştırma Döngüsü

Bu sistem genelde absorpsiyon sıkıştırma sistemi olarak bilinir. Bu çevrimde konvansiyonel bir buhar sıkıştırma sistemindeki yoğuşturucu ve evaporatör, bir resorber (buhar absorberi) ve desorber (buhar kaynatıcısı) ile değiştirilmiştir. Belli çevre sıcaklığı ve soğutma sıcaklıklarında kompresör içindeki basınç diferansiyeli, konvansiyonel buhar sıkıştırmalı sisteminden çok daha düşüktür. Dolayısıyla STK'nın konvansiyonel buhar sıkıştırmalı sisteminin STK'sından daha iyi olması beklenir. Altenkirch bu konuda ilk araştırmayı 1950 yılında yapmış ve enerji tasarrufu için bir potansiyel sunmuştur. Döngü, bir ısı pompası döngüsü olarak konfigüre edilebilir.

İlginç bir konfigürasyon da, kademe absorberden çift kademeli buhar absorpsiyon/sıkıştırma döngüsüdür. İlk kademe absorberden verilen ısı ikinci kademe kaynatıcıya gelir. Isı transferi dahili olarak gerçekleşir, böylece ortalama basınç oranındaki büyük sıcaklık farklılıklarının

üstesinden gelinir. Bu konsept farklı çalışmalarda başarıyla sergilenmiştir.

Cacciola ve arkadaşları tarafından öne sürülen, buhar absorpsiyon sıkıştırma döngüsünün bir başka konfigürasyonu da mevcuttur ve bu konfigürasyonda iki çalışma sıvısı kombinasyonu bulunur, su/NH₃ ve KHO/su. Bu, su/NH₃ döngüsü ve KHO/su döngüsünün bir araya geldiği bir sistemdir. En yüksek sistem basıncı indirgenir ve su/NH₃ sisteminin redresörü önlenir. Bu döngü, donma veya kristalleşme problemleri olmaksızın 0°C nin altında sıcaklıklarda çalışabilir (Srihirin ve ark. 2001).

Doğrudan desorber/absorber ısı eşanjörüne sahip bir absorpsiyon / sıkıştırma döngüsünün ilk deneysel sonuçları, Groll ve Radermacher tarafından sunulmuştur. Bu, Rane ve Radermacher ile Rane ve arkadaşlar tarafından önerilen iki aşamalı solüsyon devresinin modifiye edilmiş halidir. Bu teknoloji günümüzde GAX döngüsü üzerine çalışmalar için bir taban olarak kullanılmaktadır (Srihirin ve ark. 2001).

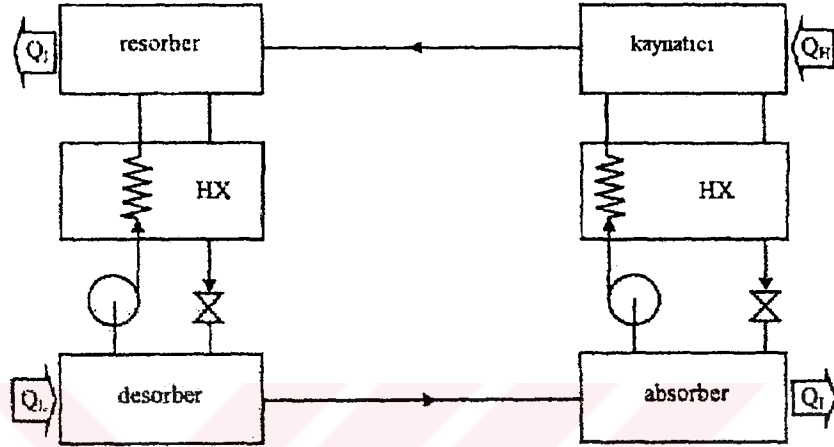
Kombine buhar absorpsiyon / sıkıştırma döngüsünün farklı tasarımları söz konusudur. Bunlar oldukça yüksek STK değerlerine sahiptirler. Fakat karmaşıktırlar ve itici enerji de mekanik iş şeklindedir. Dolayısıyla, ısıyla çalışan sistemler olarak kabul edilemezler.

3.5.11. Tutunma – Emme Döngüsü

Altenkirch tutunma–emme döngüsü fikrini 1913 yılında ortaya atmıştır. Döngüde bir yerine iki solüsyon devresi yer alır. Şekil 3.10 da görüldüğü gibi, konvansiyonel bir tek kademeli absorpsiyon sisteminin kondenseri ve evaporatörü yerine bir resorber ve bir desorber bulunur. Bu sayede, döngü dizayn ve operasyonları daha çok esneklik kazanır. So-

lasyon devre konsantrasyonları değişebilir, bu sayede komponent sıcaklıkları ve basınçları istendiği şekilde ayarlanabilir.

Altenkirch'in önerdiği resorpsiyon dōngüsünde iki solüsyon devresi kullanılır (Sriksirin ve ark. 2001).



Şekil 3.10 Resorpsiyon çevrimi

3.5.12. Çift Dōngülü Absorpsiyonlu Soğutma

Çift dōngülü absorpsiyon sistemi konsepti, paralel çift kademeli absorpsiyon sistemine benzer. Fakat bu sistem, farklı çalışma sıvıları kullanılan, birbirinden tamamen ayrı dōngüden oluşur. Hanna ve arkadaşları çift dōngülü bir absorpsiyonlu soğutucu ve ısı pompası keşfetmiştir. Bu sistem, su/ NH_3 ve LiBr/su kullanan iki tek kademeli absorpsiyon dōngüsünden oluşur. NH_3 sistemi harici ısı kaynağından elde edilen ısıyla ısıtır. Absorber ve kondenserden gelen ısı, LiBr/su sistemi için kaynak ısı olarak kullanılır. LiBr sistemi, alışıldık biçimde kondenser ve absorberden dışarıya ısı verir. Soğutma etkisi her iki evaporatörden de elde edilebilir (Sriksirin ve ark. 2001).

Güneş enerjisiyle çalışan çift döngülü absorpsiyon sisteminde iki farklı çalışma sıvısı kullanılır, yani NH_3/su ve su/LiBr . NH_3/su döngüsünden gelen absorpsiyon ve kondansasyon ısısı, LiBr döngüsünün kaynatıcısına verilir.

3.5.13. Kombine Ejektör – Absorpsiyonlu Soğutma Döngüsü

Bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansını arttırmak için ejektör kullanılabilir. Amaç, tuz absorbent bazlı bir çalışma sıvısı kullanan, düşük evaporatör sıcaklıklarında çalışabilen ve hava soğutmalı bir absorber bulunan bir absorpsiyon sistemi geliştirmektir. Bu sistemde, çift kademeli absorpsiyon sisteminde kullanılan benzer iki kademeli kaynatıcılar bulunur. Fakat, konvansiyonel çift kademeli absorpsiyon sisteminin tersine, ikinci kademe kaynatıcıdan gelen düşük basınçlı buhar soğutucu, evaporatörden gelen buhar soğutucuyu saçan ejektör için hareket ettirici akışkan olarak kullanılır. Ejektör egzozu absorbere tahliye edilir ve absorber basıncının evaporatör basıncından yüksek olmasına yol açar. Bu yüzden, absorber içindeki solüsyon konsantrasyonu, sistemin düşük evaporatör sıcaklığıyla veya yüksek absorber sıcaklığıyla çalıştırılması gereken durumlarda kristalleşmeden korunabilir (hava soğutmalı bir birim gibi). Bu sistemde kondenserin olmadığı not edilmelidir, yüksek basınçlı buhar soğutucu ikinci kademe kaynatıcıda yoğunlaştırılır ve düşük basınçlı buhar soğutucu da ejektör için itici akışkan olarak kullanılır. Bu sistem hakkında teorik veya deneysel sonuç henüz elde edilmemiştir. Fakat, bu sistemin STK'sının tek kademeli bir absorpsiyon sisteminin STK'sından daha yüksek olması beklenmemektedir. Çünkü üretilen buhar soğutucunun bir kısmı doğrudan absorbere tahliye edilmektedir (itici akışkan olarak) ve herhangi soğutma etkisi meydana getirmemektedir. Ayrıca, kullanılan absorberin aynı soğutma kapasitesine sahip diğer absorpsiyon sistemlerinden çok daha yüksek bir absorpsiyon kapasitesine sahip olması gerekir.

Bir absorpsiyon sisteminde ejektör kullanımına bir başka yaklaşım, Chung ve arkadaşları ile Chen tarafından geliştirilmiştir, absorber basıncını, evaporatör basıncından yüksek bir seviyede tutmak için ejektör kullanılmaktadır. Önceki sistemin tersine, ejektörün itici akışkanı kaynatıcıdan gelen yüksek basınçlı sıvı solüsyondur. Bu yüzden, sadece yüksek basınçlı ve yüksek yoğunluklu soğutucu kullanılabilir. Çünkü sıvı akışkanla çalışan bir ejektör, LiBr/su kullanılan sistemlerde olduğu gibi, su gibi düşük yoğunluklu buharla çalışamaz. Deneysel çalışmalar, çalışma sıvısı olarak DMETEG/R22 ve DMETEG/R21 kullanıldığında, absorber ve evaporatör arasındaki basınç oranının 1.2 olduğunu göstermiştir. Absorber basıncındaki artış solüsyon sirkülasyonunun, aynı şartlarda çalıştırılan konvansiyonel bir sistemden daha düşük bir orana indirgenmesine neden olmuştur. Dolayısıyla, STK'sında bir artış beklenebilir (Srikhirin ve ark. 2001).

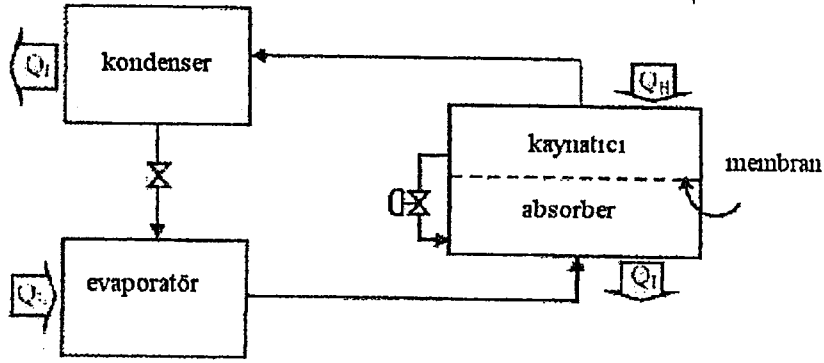
Aphornratana ve Eames tarafından ileri sürülen bir değer yaklaşımda ise, tek kademeli bir absorpsiyon sisteminin kaynatıcısı ve kondenseri arasına bir ejektör yerleştirilir. Çalışma sıvısı olarak LiBr/su kullanılır. Ejektör itici akışkan olarak kaynatıcıdan gelen yüksek basınçlı su buharını kullanır. Dolayısıyla, kaynatıcı kondenserden daha yüksek bir basınçta çalıştırılır. Bu sayede, kristalleşme tehlikesi olmaksızın, solüsyonun sıcaklığı arttırılabilir. Sıcaklık ve basınç aynı anda arttırılırsa, solüsyon konsantrasyonu sabit kalır ve kaynatıcıya giden ısı girdisi biraz artar. Ejektör evaporatörden buhar soğutucu sağlar ve daha çok soğutma etkisi elde edilir. STK konvansiyonel bir tek kademeli absorpsiyon sisteminden daha yüksektir (Srikhirin ve ark. 2001).

Deneysel çalışmalar, STK'nın 0.84 ile 1.04 arasında olduğunu göstermiştir. Fakat bu sistemin yüksek sıcaklıkta bir ısı kaynağıyla (190–210 °C arası) ve kabul edilebilir bir çevre sıcaklığında çalışması gerekir. Kaynatıcı sıcaklığı yüksek olduğu için, imalat malzemesinin aşınması problem yaratabilir.

Eames ve Wu'nun ileri sürdüğü yaklaşımda buhar püskürtmeli bir ısı pompası ile tek kademeli bir absorpsiyon döngüsü arasında yer alan kombine bir döngüdür. Bu sistemde buhar püskürtmeli sistem dahili ısı pompası olarak kullanılır, soğutucu buharın tek kademeli absorpsiyon döngüsünden kondansasyonu sırasında dışarı verilen ısıyı yakalamaya yarar. Isı pompası absorpsiyon sisteminin kaynatıcısına ısı verir. Kaynatıcıdan gelen soğutucu buhar, ejektörü tarafından saçılır ve kaynatıcıdaki solüsyona ısı vererek ejektörün itici akışkanıyla birlikte sıvılaştırılır. Bu sistemde, solüsyonun 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 STK'sı 1.03 olarak bulunmuştur (Srikhirin ve ark. 2001).

3.5.14. Ozmotik – Membran Absorpsiyon Döngüsü

Sistem alışıldık şekilde bir kondenser ve bir evaporatörden oluşur. Absorberdeki zengin soğutucu eriyici ve kaynatıcıdaki 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 kaynatıcıya transfer edilir.



Şekil 3.11. Ozmotik membranlı absorpsiyon sistemi

Kaynatıcı ve absorber içindeki basınç ayrıca kullanılan membran tipine de bağlıdır. Normalde, membran kusursuz değildir. Absorberden gelen absorbent kaynatıcıya giden soğutucuyla birlikte difüze edilebilir. Dolayısıyla, absorberdeki solüsyonu güçlendirmek için bir boşaltma subabı gereklidir. Pratikte, membranın tüm çalışma şartlarına dayanıklı olması gerekir: Basınç, sıcaklık ve oldukça agresif çalışma sıvısı. Membran kaynatıcı ve absorber arasındaki ısı transferini en aza indirmelidir. Ayrıca, membran kusursuz değilse, absorberdeki solüsyonu güçlendirmek için bir boşaltma subabı gerekebilir.

3.5.15. LiBr/su Kullanılan Kendinden Sirkülasyonlu Absorpsiyon Sistemi

Absorpsiyonlu bir soğutma sistemi için gerekli olan birincil enerji ısı formunda olsa da, sirkülasyon pompasını çalıştırmak için bir miktar elektriğe ihtiyaç vardır. Fakat sirkülasyon pompası olmadan çalışan bazı absorpsiyonlu soğutma sistemleri de mevcuttur. Böyle bir sistemde çalışma sıvısı, kabarcık pompası olarak bilinen bir termosifon etkisiyle sirküle edilir.

Japon Yazaki Inc. Firması LiBr/su kullanan ve tek kademeli sisteme dayanan bir kendinden sirkülasyonlu absorpsiyon soğutma sistemi geliştirmiştir. Soğutucu olarak suyun kullanıldığı bu sistemde kondenser ile evaporatör arasındaki basınç diferansiyeli oldukça düşüktür. ve hidrostatik seviye ilkesinden yararlanılarak muhafaza edilebilmektedir. Absorberden gelen eriyik, kaynatıcıya bir kabarcık pompası ile sirküle edilir. Zayıf soğutucu eriyik, yerçekimiyle absorbere geri döner. Kabarcık pompasının etkisiyle solüsyon aynı zamanda kaynatılır ve pompalanır. Smith ve Khahra propan gaz kullanılan CH-900-B Yazaki absorpsiyonlu su soğutucuların performansı üzerine bir çalışma gerçekleştirilmiştir (Srihirin ve ark. 2001).

Eriksson ve Jernqvist NaOH/su kullanarak 10 kW'lık kendinden sirkülasyonlu ısı yükselticisi geliştirmişlerdir. Yüksek sıcaklık ve kondenser ile evaporatör arasındaki basınç diferansiyeli yüzünden absorber ve evaporatör sırasıyla kondenser ve kaynatıcının 7 ve 10 m altına yerleştirilmiştir. Bu makinenin en alçak ve en yüksek noktası 14 m dir, bu da sistem içindeki 1 barlık basınç farkına eşittir.

3.5.16. Difüzyon Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi (DAR)

DAR, su/NH₃ kullanılan kendinden sirkülasyonlu soğutma sisteminin bir başka çeşididir. NH₃ çalışma sıvısı olarak kullanılırken, kondenser ve evaporatör arasındaki basınç diferansiyeli kabarcık pompasıyla aşılamayacak kadar yüksektir. DAR konsepti Stockholm'deki Royal Institute of Technology'nin öğrencileri olan Platen ve Muhters tarafından geliştirilmiştir (Srihirin ve ark. 2001).

Evaporatör ve absorbere yardımcı bir gaz verilir. Bu yüzden, bu sistemde basınç diferansiyeli ve kabarcık pompası kullanılamaz. Soğutma etkisi kısmı basınç ilkesi tabanında elde edilir.

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

Bu sistemin üstün özelliklerinden biri 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 düşük ve 50 W'tan azdır. Bu soğutma kapasitesiyle ancak otel odalarında veya eğlence araçlarında kullanılabilir ve iklimlendirme için yeterli kapasiteye sahip değildir.

Geleneksel model makinelerde bazı modifikasyonlar yapılmıştır; örneğin yardımcı gaz helyum olarak değiştirilmiş ve kazan performansı arttırılmıştır. Orijinal DAR'da yardımcı gaz olarak hidrojen kullanılmaktadır. Hidrojenin sızıntı durumunda tehlikeli olacağı bilinmektedir. Helyum, hidrojenin yerine geçecek alternatif bir yardımcı gazdır. Literatürde yardımcı gaz olarak hidrojen ve helyumu karşılaştıran çalışmalar mevcuttur.

Tablo 3.1 Buhar absorpsiyon teknolojilerinin karşılaştırılması

Sistem	Basınç düzeyi	Çalıştırma sıcaklığı (°C)		Çalışma sıvısı	Soğutma kapasitesi (ton)	STK	Mevcut durum	Açıklama
		Isı kaynağı	Soğutma					
Tek kademeli döngü	2	80-110	5-10	LiBr/su	10-100	0.5-0.7	Büyük su soğutucusu	<ol style="list-style-type: none"> 1. En basit ve yaygın kullanım 2. Soğutucu olarak su kullanılır, soğutma sıcaklığı 0°C nin üzerindedir. 3. Negatif sistem basıncı 4. Yüksek konsantrasyonda kristalleşmeyi önlemek için su soğutmalı absorber gereklidir.
	2	120-150	< 0	Su/NH ₃	3-25	0.5	Ticari	<ol style="list-style-type: none"> 1. Soğutucunun rektifikasyonu gereklidir. 2. Çalışma çözümü çevreyle dosttur. 3. Çalışma çözümü çevreyle dosttur. 3. Çalışma basıncı NH₃ kullanıldığında yüksektir. 4. Kristalleşme problemi yoktur. 5. Geniş işletme dizisi sayesinde ısı pompası olarak kullanıma uygundur.
Çift kademeli döngü (seri akışlı)	3	120-150	5-10	LiBr/su	1000 e kadar	0.8-1.2	Büyük su soğutucusu	<ol style="list-style-type: none"> 1. Ticari açıdan elverişli yüksek performanslı döngü. 2. İlk kademede elde edilen kondansasyon ısısı ikinci kademede ısı girdisi olarak kullanılabilir.
(paralel akış)	2		<0	Su/NH ₃			DeneySEL birim	İlk kademe absorberden yayılan ısı ikinci kademe kaynatıcıda kullanılır.
Üç kademeli döngü	4	200-230	5-10	LiBr/su	N/A	1.4-1.5	Bilgisayar modeli ve deneySEL birim	<ol style="list-style-type: none"> 1. Karmaşık kontrol sistemi 2. Girdi sıcaklığı oldukça yüksek olduğu için kolaylıkla yakılabılır. 3. Yüksek sıcaklık yüzünden aşınma nedeniyle bakım gerekir.
Yarım kademeli döngü	3	Düşük	< 0	Su/NH ₃	N/A	0.2-0.3	Bilgisayar modeli	<ol style="list-style-type: none"> 1. Düşük randıman ve komplike 2. İtici ısı ucuz veya ücretsiz kullanıma uygun

Tablo 3.1 (Devam) Buhar absorpsiyon teknolojilerinin karşılaştırılması

Sistem	Basınç düzeyi	Çalıştırma sıcaklığı (°C)		Çalışma sıvısı	Soğutma kapasitesi (ton)	STK	Mevcut durum	Açıklama
		Isı kaynağı	Soğutma					
Absorber ısı kazanımlı sistem	2	90-180	< 0	Su/NH ₃	N/A	0.5-0.7	Bilgisayar modeli	STK tek kademeli sistemin STK'sından yüzde 10 daha fazladır.
Kombine ejektör-absorpsiyon (Kuhlenschmidt)	3			LiBr/su			Patent	1. Ejektör sayesinde basıncı artırarak absorberdeki kristalleşmeyi önler. 2. İkinci kademe kaynatıcının ürettiği soğutucu soğutma etkisi yaratmaktan çok ejektörü çalıştırmak için kullanılır. 3. STK'nın konvansiyonel sistem değerine benzer olması beklenir.
Chung ve Chang'ın modeli	3			DMETEG/R21 DMETEG/R22			Bilgisayar modeli ve deneysel birim	1. Likit solüsyon valfinin yerine likit sürüslü ejektör konur. 2. Ejektörün neden olduğu yüksek emici basıncı nedeniyle solüsyondaki soğutucunun artması sonucu solüsyon sirkülasyon oranı azalır. 3. Bu sistem ejektör özelliklerinin bir sonucu olarak yüksek yoğunlukta soğutucu kullanımı için uygundur.
Aphornratana	3	180-200	5-10	LiBr/su	2 kW	0.9-1.1	Deneysel birim	1. Kaynatıcı kondenser arasına ejektör yerleştirilir. Bu sayede ısı girişi yükselirken kaynatıcıda yüksek basınç ve sıcaklıkta çalışır. 2. Ejektör sayesinde soğutma etkisi artacağından STK da çift kademeli bir sistemin STK'sı kadar yüksektir. 3. Yüksek çalışma sıcaklığı sayesinde aşınma oranı da artabilir.

Tablo 3.1 (Devam) Buhar absorpsiyon teknolojilerinin karşılaştırılması

Sistem	Basınç düzeyi	Çalıştırma sıcaklığı (°C)		Çalışma sıvısı	Soğutma kapasitesi (ton)	STK	Mevcut durum	Açıklama
		Isı kaynağı	Soğutma					
Eames ve Wu	3	200	5	LiBr/su	5 kW	1.03	Deneysel birim	1. Buhar püskürtme ısıyı kondanserden almak ve kaynatıcıya geri vermek için ısı pompası olarak görev yapar. 2. Ejektör kaynatıcı basıncını azaltır, böylece ejektör egzozu ısı girdisi olarak kullanılabilir. 3. Dışarıya verilen ısının azalması sonucu STK artar. 4. Düşük çalışma sıcaklığı (<100 °C) nedeniyle düşük aşınma
Yazaki kendinden sirkülasyonlu sistem	2	80-110	5-10	LiBr/su	10-20 kW	0.6	Su soğutucu	1. LiBr/su kullanılırken su soğutma absorber gereklidir. 2. Soğutulmuş su ve soğutma suyu için mekanik pompa gerekmez.
Difüzyon absorpsiyon döngüsü	1	140-200	< 0	Su, NH ₃ / H ₂ veya He	50-300 W	0.05-0.2	Ev içi soğutucu	1. Saf ısıyla çalışan soğutma döngüsü 2. Elektrik olmayan yerlerde çalıştırılabilir. 3. Hareketli parça olmadığı için bakım gerektirmez. 4. Çalışma çözümü çevre dostudur.
Ozmotik membran tipi	2						Patent	1. Sistem imkanları membran teknolojisiyle kısıtlıdır. 2. Pompa gerektirmeyen ısı ile çalışan çevrim.
Absorpsiyon sıkıştırma döngüsü	2			Çeşitli		4.5 a kadar	Bilgisayar modeli ve deneysel birim	1. Sistem operasyonları kompresörü çalıştırmak için mekanik ekipman gerektirir. 2. Kompresyon güç girdisinin azalmasına yol açan kompresyon oranını azaltmak için, geleneksel kompresyon döngüsünün kondenser ve evaporatörünü değiştirmek için absorpsiyon devresi kullanılır.

3.6. Amonyak-Su Solüsyonlu Absorpsiyonlu Soğutucuların Güvenirliği

Amonyak - su solüsyonuyla çalışan absorpsiyonlu soğutma makinelerinin arızaları üzerine çok miktarda veri analiz edildi. Bu veri, her makinenin montesini içeren 10 yıllık bakım sözleşmesi kayıtlarından elde edildi. 1989-1992 yılları arası kayıtlar bilgisayara geçirilmişti ve 1980 yılından itibaren satışlara atıfta bulunuyorlardı (73778 makineye kadar). Arızalar sınıflandırıldı ve en ciddi arızalar (kaynatıcı ve eriyik pompası) tanımlandı. Arıza oranı yüksekti fakat bu arızalar genelde küçük ve kolaylıkla onarılabilir arızalardı. Üretim kalitesi sabit değildi, 1984 yılı bu açıdan oldukça kötü bir yıldı. Arıza oranı ekipmanın ilk 10 yılı için değerlendirildi. Genel anlamda, iki makineden biri bu dönem içinde herhangi bir müdahale gerektirmedi.

Yüksek güvenilirlik, bugünlerde moda bir kelime olan toplam kalitenin bir sonucudur. Güvenilirlik, bir cihaz veya sistemin karşılaşılan işletme şartları altında belli bir dönem için arızasız çalışıp çalışmayacağını ölçer. Güvenilirlik çalışmaları, elektronik gibi alanlarda rutin bir faaliyet olmakla birlikte, diğer alanlarda bu analiz, sistematik olmaktan çok sezgiseldir.

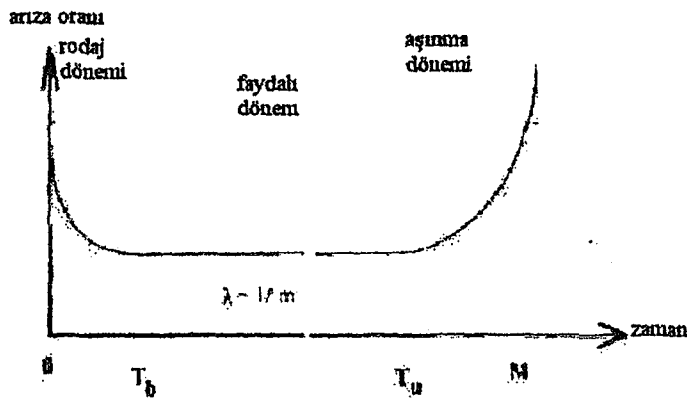
Buna tipik bir örnek soğutma ekipmanları sanayidir. Bir cihazın güvenilirliği genelde satış trendine bakılarak değerlendirilir: satış hacmi tatmin edici ise, ürün problem çıkarmıyor demektir. Göz kararı olarak bir kompresörün diğer ekipman tiplerinden daha az problem çıkardığı veya bir kanatlı bobinin kirlenmeye diğerlerinden daha az eğimli olduğu sonucuna varılabilir. En fazla garanti süresi (1 yıl) için analiz yapılır. Eldeki süre ürünün güvenilirliğini anlamak için yeterli değildir. Sadece bu ara dönemdeki arıza oranı hakkında bilgi verir.

Şekil 3.12'deki bir sistem yada komponentin tipik mortalite eğrisini ele alalım. Üç dönem hemen göze çarpmaktadır, ilk dönem başlangıçtan T_b zamanına kadar gider, bu dönem düşük mortalite yüzünden yüksek arıza oranına rastlanan rodaj dönemidir. Orta dönem, arıza oranı-

nın nispeten sabit olduğu, komponentin faydalı dönemidir. Bu dönem boyunca karşılaşılan arızalar tesadüfi ve önceden tahmin edilemez arızalardır. T_u zamanından sonra, komponentler eskidikçe veya aşındıkça arıza oranı da artar. Üçüncü döneme aşınma dönemi denir.

Soğutma ekipmanı sanayiye dönersek, kompresyon makineleri (özellikle ısı pompaları) hakkında az miktarda bilgi mevcuttur fakat absorpsiyon cihazları üzerine analiz yapılmamıştır. Çok güvenilir oldukları sıklıkla ifade edilmektedir fakat bu iddiayı destekleyecek bilimsel analizler mevcut değildir; hatta bu konuda bazı espriler bile yapılmaktadır: “bu kadar eski bir cihaz hala çalışıyor”.

Aslında arıza oranlarının değerlendirilmesi çok sayıda makine hakkında çok miktarda veri toplanmasını gerektirir. Bu veri imalatçılardan temin edilemez (en azından onlar bu verileri yayınlamazlar). Kompresyon ısı pompaları söz konusu olduğunda işler daha kolaydır, bazı şirketler, elektrikli ısı pompalarının montajını kolaylaştırır ve en az beş yıllık ücretsiz bakım imkanı sağlayan sözleşmeler yaparlar. Çok sayıda bakım kartının analiz edilmesi bazen 10 seneye kadar uzayabilen bu dönemde ortaya çıkan arıza oranı hakkında bilgi verir. Tahmini servis ömrü 10 yıldan uzun olduğu için bu veriyi değerlendirmede kullanmak risklidir.



Şekil 3.12 Bir eleman ya da sistemin mortalite eğrisi

3.6.1. Kompresyon Isı Pompaları

Kompresyon ısı pompalarında yaşanan arızalar sistematik olarak 1950'lerin sonunda analiz edilmiştir. İlk jenerasyon ısı pompaları 1953-1959 yılları arasında ABD'de monte edilmişti. 1959 yılının sonunda, Amerikan Hava Kuvvetleri yeni ekipman alımını durdurdu ve Hava Kuvvetlerinin farklı iskan projelerinde kullanılan yaklaşık 9000 birimi analiz etmeye başladı. Bu, söz konusu cihazların güvenilirliği üzerine yapılan ilk analiz olarak kabul edilebilir. Bu çalışmaların sonucu 1965 yılında yayınlandı ve ilgili problemler sıralandı: araştırılan ısı pompalarının güvenilirliği düşüktü.

Bu analiz ortaya çıkan tüm problemlerin kontrolünü ve uygun bir teknik çözüme ulaşmayı mümkün hale getirmişti. Bugün tüm ısı pompalarında, diğer soğutma cihazlarıyla karşılaştırıldığında sahip oldukları farklı işletme basıncı dizisi yüzünden, düzgün dizayn edilmiş bir kelebek valf bulunmaktadır. Ayrıca bir sıvı alıcısı bulunmaktadır. Ek olarak, bazı küçük modifikasyonlar yapılmıştır. Satışlar ancak birkaç yıl sonra artmış olsa bile, ısı pompasının performansının önemli ölçüde arttırılmış ve kesinlikle daha güvenilir olan ikinci nesil pompalar geliştirilmiştir.

Bu anlamlı deneyime rağmen, yazarlar imalatçıların gerçekleştirdiği çalışmaları bilmemektedirler. Isı pompası satışı yapan bazı enerji şirketleri de rasyonel enerji kullanımını (şüphesiz elektrik enerjisi) teşvik amaçlı çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Garanti süresi boyunca tutulan veriler temel teknik problemlerin ve ısı pompası performansına olan etkilerinin tanımlanmasını mümkün kılmıştır.

Bildiğimiz kadarıyla, enerji şirketleri tarafından yapılan araştırmalar arasında en önemli ikisi, çoğunluğu Alabama'da kullanılan 8521 ısı pompası analiz eden Alabama Power Co tarafından yapılan çalışma ve Michigan, Indiana, Ohio, Kentucky, Tennessee ve Batı Virginia'yı kapsayan geniş bir coğrafi alanda kullanılan ısı pompalarının garanti sü-

resi boyundaki (5 yıl) çalışma ömürlerini inceleyen American Electric Power Service'in Korunmalı Bakım ve Servis Planı (AEP) dir. Bu çalışmanın amaçları için, monte edilen ekipmanın iklimik koşulları açısından ilk rapor daha ilginçtir: aslında mevcut kullanım iklimlendirme alanındadır. Absorpsiyonlu cihazlarla daha faydalı bir mukayese yapmak için, bu çalışmadan verileri ele almak ilgi uyandıracaktır. Fakat bu makineler iklimlendirme amacıyla kullanılsa da ısı pompaları olduğu için tam bir mukayese yapmak mümkün değildir.

Veri analizine göre, en sık arızaya kompresörlerde rastlanmaktadır. Alabama Power Co.nun yaptığı araştırmanın sonucunda, 10 yıllık (5 yıl garanti süresi ve diğer 5 yılı sözleşmeyle uzatılan bakım süresi) garanti süresi boyunca her yıl için %8.5'lik bir arıza oranı ortaya çıkmıştır. İlk dönem boyunca bu oran hafif düşüş göstermiş (%7.3) ve ikinci dönemde %9.9 olarak gerçekleşmiştir.

Bu değerler yüksektir: 10 yıllık süre içinde kompresörlerde de benzer bir arıza oranına rastlanmaktadır (%85 olasılık). Fakat, çalışma farklı arıza yüzdesine sahip farklı imalatçıları ele almıştır

AEP çalışmasında görüldüğü gibi, garanti süresi boyunca (5 yıl) kompresörlerde rastlanan arıza oranı %5'tir. Diğer komponentler söz konusu olduğunda, fanlı elektrikli motorlardaki arıza oranı oldukça yüksek çıkmıştır (harici fanlar için yıllık yüzde %5.2 ve dahili fanlar için %2.6'dır). Diğer bağlantılı hatalar ise soğutucu kayıpları ve kompresör motoru ve elektrikli rezistanslarda yaşanan arızalardır. AEP çalışması farklı arıza tiplerinin toplam bakım maliyetindeki etkilerini vurgulamıştır: Kompresör için %27, soğutucu kayıpları için %13, fanlı motorlar için %13 ve diğer farklı arızalar için %47. AEP tarafından toplanan veriyle analiz gerçekleştirilmiş ve alternatif ısıtma ve iklimlendirme sistemleri için diğer ilginç veriler elde edilmiştir: bir yıl içerisinde bakım için yapılan çağrı sayısı ve yıllık ortalama bakım masrafı (1973 ABD doları referans alınmıştır). Soğutucu ekipmanla ilgili bakım çağrıları yılda 1.08

ve yıllık ortalama maliyet 56 ABD doları şeklinde gerçekleşirken, ısı pompaları için 1.36 çağrı gelmiş ve yıllık ortalama maliyet 73 Amerikan Dolarını bulmuştur (bu veri, altı farklı şirket tarafından gerçekleştirilen 10,000 cihazın analizine dayanmaktadır). Isı pompaları daha uzun süre ve daha ciddi operasyonlarda kullanılmasına rağmen, iki çağrı değeri arasındaki fark sadece 0.28'dir ve bakım maliyetleri arasındaki fark da 17 dolardır (yüzdelerik değer yaklaşık %30'dur).

Bu çalışma aynı zamanda sadece 48 birim kaydedilmiş olmasına karşın absorpsiyonlu soğutucular hakkında da bir fikir vermektedir. Bu araçlarla ilgili gelen çağrılarının yıllık miktarı 0.86 ve ortalama maliyet 46 Amerikan Dolarıdır.

3.6.2. Absorpsiyonlu Makineler

Absorpsiyonlu makinelerin en tanınmış imalatçısı, 1960 yılından bu yana yaklaşık 300,000 amonyak-su solüsyonuyla çalışan makine üreten Arkla Industries of Evansville'dir (Indiana). Firmanın geçmişinden kısaca bahsetmek yerinde olacaktır. Şirket 1984 yılında sadece gaz barbeküleri üretimine yoğunlaşan ve 10 milyon birimin üzerinde üretim yapan Preway tarafından satın alınmıştır. Absorpsiyonlu makineler birimine fazla önem verilmemiş ve gazlı soğutma teknolojisi üzerine çalışan bazı gaz şirketleriyle yapılan ve hala geçerli olan satış sözleşmeleri nedeniyle açık tutulmuştur. Ürün miktarı 1984 yılında dörtte birine düşürülmüştür (1983'te 8243 iken 2326'ya inmiştir). 1987 yılında birim Dometic Co.'nun Elektrolüks Bölümüne satılmıştır. Üretim giderek yükselmesine rağmen, 1984 öncesi düzeye hiçbir zaman ulaşamamıştır. Yakın bir zamanda (1990) birim İtalyan firması Robur SpA tarafından alınmıştır ve şu anda makine Robur Co. markası altında satılmaktadır.

Üretim soğutma kapasitesine göre üç modele ayrılır (3, 4 ve 5 ton, sırasıyla 10.5, 14 ve 17.5 kW); modeller teknik detaylar konusunda birbirinden ayrılmaktadır, dolayısıyla güvenilirlikleri de farklıdır.

Makineler 10 yıllık bir garanti süresiyle monte edilir. Dolayısıyla, arıza kayıtları tutulmaktadır. Bu kayıtlar, 1989 yılından bu yana bilgisayarlarda tutulmaktadır. O yıldan itibaren tüm veriler kolaylıkla analiz edilebilir. Kullanılabilir veriler sadece son 4 yıllık döneme ait değildir. Gerçekte, 1989 yılında, 1980 yılında monte edilen makineler hala bakım sözleşmesi kapsamında olduğu için, tüm 10 yıllık süre boyunca olanları değerlendirmek mümkündür.

Kayıtlarda makinenin özellikleri (modeli, monte edildiği yıl, monte eden firma) ve arıza tipi bulunur. Maalesef, maliyetlerle ilgili bilgiler mevcut değildir, bu yüzden analiz sadece teknik olmaktan öteye gidememektedir.

Analiz 1980-1992 yılları arasında monte edilen 73,778 makineyi ele almaktadır.

3.6.3. Makinenin ve Temel Arızaların Tanımı

Meydana gelen arızaları tamamen anlamak için makinenin kısaca tanımlanması gerekmektedir.

Kaynaticıda amonyak – su karışımı dikey bir gaz yakıcıyla ısıtılır; amonyak buharı ayrıştırılır ve redresörde sudan arındırılır. Buhar hava ile soğutularak kondanase edilir (soğutma serpantinleri makinenin her yerinde yer alır). Tesisten gelen buhar soğutularak evaporatörde bir kez daha amonyak buharı elde edilir. Buhar kaynaticıdan gelen konsantre edilmiş solüsyon tarafından emilir ve absorpsiyonun tamamlandığı

ikinci absorberden gelen eriyikle soğutulur. İkinci absorber , kondenser gibi havayla soğutulmuştur.

İkinci absorberdeki sulandırılmış amonyak-su solüsyonu düşük bir döngü basıncına sahiptir ve kaynatıcıya çok daha yüksek bir basınçta gönderilmesi gerekir. Bu, yağlı döner bir pompanın çalıştırdığı diyafram pompasıyla gerçekleştirilir.

Rapor edilen arıza tipi 100'den fazladır. Makinelerin değiştirilmesini ve diğer küçük arızaları (diğerleri) içermeyen 10 ana gruba dağılmışlardır.

Arıza grupları şöyledir:

- 1- Kaynatıcı (her çeşit kaynatıcı arızası)
- 2- Eriyik pompası (diyafram eriyik pompasındaki her tür arıza)
- 3- Pompa sürüş sistemi (diyafram eriyik pompasının yardımcı yağ pompasındaki her tür arıza)
- 4- Soğutma suyu pompası
- 5- Hava soğutmalı mühürlü birim (hava soğutmalı kondenser absorber soğutucu ve solüsyon sınırlayıcılar, soğutucu tankı, evaporatör ve redresör dahil her tür arıza)
- 6- Gaz sistemi (yakıcı, gaz vanaları, ateşleyicideki her tür arıza)
- 7- Gaz sistemi kontrol kiti (termokupl ve alev sensörleri gibi gaz yakıcı kontrollerine ilişkin her tür arıza)
- 8- Soğutucu kontrolleri (röleler, şalterler ve kapasitörler gibi soğutucunun elektrikli ve elektronik ekipmanına ilişkin her tür arıza)
- 9—Kondenser fanı (hava soğutmalı kondenser - absorberin fanına ilişkin her tür arıza)

10- Değişirme : Makinelerin yaptığı bazı arızalarda yenisiyle değiştirmek daha avantajlı olacaktır.

Arızaların ciddiyeti söz konusu olduğunda, değiştirmek dışında en kötü arızalar, kaynatıcı ve eriyik pompasındaki arızalardır, bu arızalar kompresyon makinelerindeki kompresör arızalarına benzetilir.

Diğer hataların çoğu bu kadar ciddi değildir: örneğin kontrol sistemlerindeki (gaz sistemi kontrol kiti, soğutucu kontrol sistemi) birçok arıza bir rölenin değiştirilmesiyle kolaylıkla giderilebilir. Sık sık yaptığı arızalar katı halde bir geciktirici kullanılarak giderilen elektromekanik bir araç olan geciktirici röle için de durum aynıdır.

3.6.4. 10 Yılın Üstünde Arıza Analizi

Bu bölümde sunulan ilk analiz amonyak-su solüsyonuyla çalışan bir makinenin 10 yıllık ömrü boyunca hareketini resmetmeye çalışmaktadır. Sadece 1989 yılında satılan makinelerin kullanılabilir veri geçmişi vardır ve bu tarih 4 yıla ulaşmaktadır. Bu makineler 4 yıllık geçmişlerinin her yılında gözlemlenebilirler. 1990 yılında satılan makineler ise 3 yıllık bir ömre sahiptir ve bu durum, 1992 satışları için bir yılı azaltmaktadır. Fakat, 1989'dan önce yapılan makineler üzerine araştırmalar da unutulmamalıdır. Örneğin, 1988 satışlarının ilk yıl arızalarını bilsek bile, ikinci yıl (1989) ile beşinci yıl (1992) arasında yaşanan arızalar hakkında bilgiye sahibiz. Benzer şekilde hareket ederek tüm 10 yıllık dönemi resmetmek de mümkündür.

Her yıl için arıza oranını, sırasıyla 1992, 1991, 1990 ve 1989'daki arızalar gözlemlenerek 4 satış yılının ortalamasının alınmasıyla bulmak mümkündür: 3,4 ve 5 tonluk üç model için bu yöntem kullanılmıştır, toplam arızalar en ciddi arızalarla (kaynatıcı ve eriyik pompası) birlikte verilmiştir.

Araştırılan popülasyon farklı satış yılları ve modellere göre verilmektedir. Gerçek popülasyon biraz daha azdır, zira artık çalışmayan makineler söz konusudur. Bakımın 10 yıl süreyle ücretsiz (veya önceden ödenmiş) olduğu ve makinenin yeniden satılabileceği bilindiği için ölçüm "hafifçe" tahmin edilebilir. Makine sahibi, kusursuz çalışan bir makineyi daha düşük bir fiyata yeniden satmayı düşünmeden yok etmiş olabilir. Elbette bu olay da mümkündür fakat biz bunun mümkün olmadığına inanıyoruz. Üç model için 10 yıllık süre boyunca yaşanan arıza oranları, 3 ton için %55, 4 ton için %58 ve 5 ton için %57'dir, diğer taraftan ele alınan tüm modeller için fraksiyonlar %15 oranındadır (kaynatıcı ve eriyik pompası). Toplam oranlar birbirinden farklı değildir fakat geçmişler farklıdır.

Büyük farklılıklardan biri ilk yıl arızalarından kaynaklanır, bu konu ayrıca ele alınacaktır. Beklenen davranış bundan farklıdır. İlk yıl arıza oranının yüksek olması çalıştırma, montaj hataları ve taşıma sırasında hasar görme gibi bazı etkenlere bağlanabilir. Bunun ardından, neredeyse sabit bir arıza oranı beklenmektedir; dönemin sonuna doğru aşınma nedeniyle arıza oranı giderek artacaktır. Bu, güvenilirlik teorisinde anlatıldığı ve Şekil 3.2'de görüldüğü gibi, bir komponentin arıza oranının iyi bilinen bir özelliğidir. Absorpsiyon makinelerinin sergilediği eğilim, beşinci veya altıncı yıla doğru arıza oranının artması şeklindedir, son üç yılda bu oranda garip bir şekilde bir düşüş yaşanır, bu oranlar ikinci veya üçüncü yılda karşılaşılan oranla hemen hemen aynıdır.

Bu eğilimi açıklamaya çalışmadan önce, arıza tipleri ve yüksek başlangıç hataları oranını ele alalım.

3.6.5. Arıza Tipleri

Daha önce belirtildiği gibi, değerler, bilgisayarlarla kayıt tutulan dört yıl yani 1989-1992 dönemindeki arıza kayıtları sayılarak ve maki-

makinenin yaşına göre gruplara ayrılarak 4 yıllık ortalamadan elde edilmiştir. Oran, her toplam, arızalı ekipmanın satış yılında satılan makinelerin toplam sayısına bölünerek bulunur. Beklendiği şekilde, ilk yılda küçük arızalar meydana gelir, örneğin kontrol sisteminde yada soğutucu su pompasında. Örneğin 3 ton modelini ele alalım. En ciddi arızalar (kaynatici ve eriyik pompası) ilk yıl boyunca yüzde 6'nın altında kalır fakat değiştirmelerle (toplam arızaların yüzde 8'i) birlikte bu oran ilk yıl yaklaşık %3'e ulaşır; diğer taraftan küçük arızalar toplamın %85'ini oluşturur ve ilk yıldaki toplam genel arıza oranı %20 olarak gerçekleşir. Başlangıç arıza oranı yüksektir ancak genelde bu arızalar ciddi değildir. Takip eden yıllarda durum tersine döner. En kötü arızaların ağırlığı devam eder, bu arızalar ikinci yılda yaklaşık %2 oranında (toplam arızanın %60'ı) gerçekleşir ve sonraki yıllarda önemi artar ve nihayetinde toplam arızaların yüzde 70'ini oluşturur.

3.6.6. İmalat Yılıının Etkisi

Arıza oranının 10 yıllık dönem içindeki inişli çıkışlı trendi, arızaları ekipmanın yaşı yerine satış yılına göre sıralayarak incelenebilir. Örneğin 1989'da yaşanan arızalar, 1989'da satılan makineler için 1989-1992 yılları arasındaki 4 yıllık dönemde karşılaşılan arızalardır. 1988 yılı için bu geçerli değildir, çünkü ilk yıl yaşanan arızalar eksiktir ve sütun sadece satıştan sonraki ikinci ila beşinci yıl arasında yaşanan arızaları gösterir.

Kalite sabit olursa, kümülatif eğriyi uzatmak zor olmayacaktır, bunu yapmak için de eksik dönem her yıla eklenir, örneğin 1992 değeri 1988'e ve 1991 değeri 1987'ye eklenir. Fakat kalitenin sabit olmadığı ortadadır, nitekim 1984'te oldukça kara bir yıl yaşanmıştır. Firmanın tarihine bakıldığında, bu yılın, absorpsiyon biriminin kapatılmak üzere olduğu ve üretimin dörtte birine düştüğü yıl olduğu görülür. Bu düşük kalitenin sebepleri nelerdir? Düşük kalite kontrol mü? İşleri tehlikede

olan işçilerin verimsiz çalışması mı? Bu yıl satılan makinelerin %85'inden fazlasının 1989-1992 döneminde ve belki de daha önceki yıllarda onarım gerektirdiği ortadadır. Çok düşük güvenilirlik oranı, makinenin yaşına bağlanamaz örneğin 1983 yılında satılan makinelerin yaşı 7 ila 10 arasında değişmesine rağmen, arıza oranı çok yüksek popülasyona karşılık sadece %13'tü.

Düşük kaliteli bir başka üretim dönemi de 1988 yılıdır, fakat bu yılın etkileri o kadar belirgin değildir.

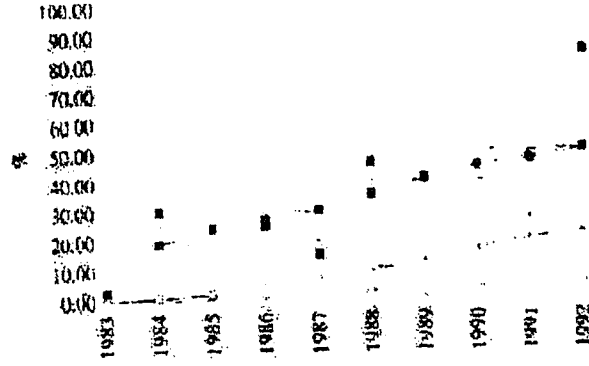
Kalite kontrolün arıza oranı üzerindeki etkisi 1989-1992 dönemi için ilk yıl arıza oranı ele alınarak açıklanabilir. Arıza oranı sabit olmaktan uzaktır ve özellikle son dönemde takviye edilen kalite kontrol uygulamalarına sıkıca bağlıdır.

İmalat hatalarının önemi çoklu arızalar incelendiğinde ortaya çıkar: yani aynı arızada birden fazla arıza çıkması. Çoklu arızalar bir modelden diğerine ve satış yılına göre değişir. Örneğin en yaygın iki model için (3 ve 5 ton) toplam arızaların bir fraksiyonu olarak çoklu arızalar ele alalım. Çoklu arızaların varlığı azımsanacak gibi değildir: arızalardan en az %15'i makine (3 ton, üçüncü yıl) başına bir kereden fazla meydana gelmektedir, bu oran yüzde 60'a ulaşabilmektedir (5 ton, altıncı, dokuzuncu ve onuncu yıllar). Birçok çoklu arıza aynı yıl içinde meydana gelir ve genelde çifter çifter yaşanırlar (toplam çoklu arızaların yüzde 50-80'i). Aynı anda üç arızaya rastlandığı da görülmektedir (geri kalan vakaların çoğu); aynı yıl içinde tek bir ekipmanda (3 ton, dokuzuncu yıl) 13 arıza yaşandığı da kayıtlarda mevcuttur.

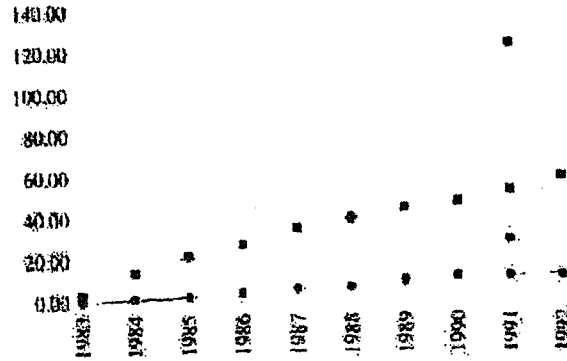
Elbette bu çoklu arıza sıklığı düşük kalite kontrole bağlanabilir fakat montaj ve bakım personelinin bilgisizliği de önemli etkenler arasındadır.

Kümülatif arıza olasılığı eğrisini oluşturmaya çalışırken 1984 yılı satışlarını dahil etmemek daha gerçekçi olacaktır, çünkü bu yıl gerçekleşen üretim tamamen atipiktir.

Elde-edilen eğri Şekil 3.13 ve 3.14'te görülmektedir (toplam ve en ciddi arızalar), her iki model de hem gerçek değerlerle hem de düzeltilen değerlerle (kümülatif dağılım eğrisinin yukarıya doğru gitmesine neden olur) ele alınmıştır.



Şekil 3.13 3 tonluk modeller için 10 yıl süresince kümülatif düzeltilmiş arıza eğrisi.



Şekil 3.14 5 tonluk modeller için 10 yıl süresince kümülatif düzeltilmiş arıza eğrisi.

Düzeltilen veriden 10 yıllık dönem içerisinde iki makineden birinin müdahale gerektirmediği ve absorpsiyon makinelerinin güvenilirliğini kanıtladığı sonucuna varmak mümkündür. Bununla birlikte bu oranı daha iyi kalite kontrol ve hala montaj ve bakım personelin eğitmek (çoklu arıza oranı azaltılarak 10 yıllık dönem içerisindeki kümülatif arıza olasılığı %30-40 lara düşürülebilir) yoluyla geliştirmek mümkündür.

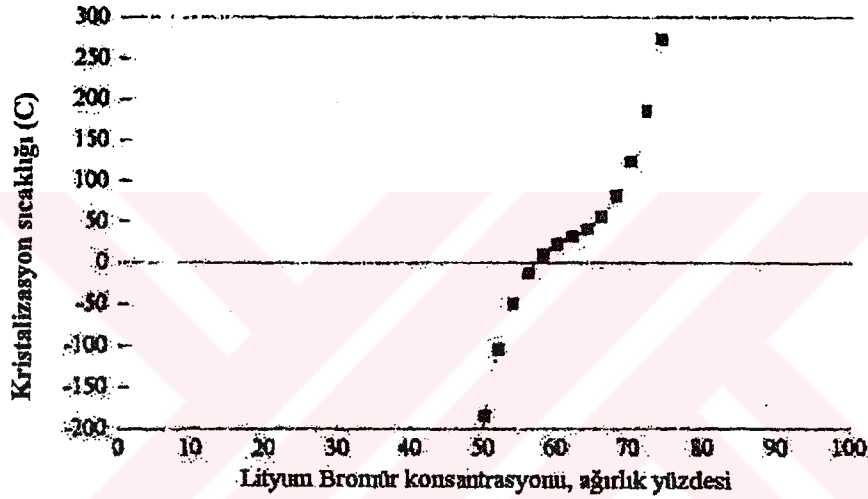
Son bir nokta olarak; 30 yıllık dönemde meydana gelen hiçbir arızada yaralanma olmamıştır. Bu durum, amonyağın su tarafından emilen soğutucu olarak kullanımını konusundaki şüpheleri giderecektir (Lazzarin ve ark. 1996).

3.7. Absorpsiyonlu Sistemlerde Amonyak – Su ve Su - Lityum Bromür Solüsyonlarının Karşılaştırılması

Amonyak-su kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemi soğutma için düşük sıcaklıklar gerektiren büyük ölçekli endüstriyel uygulamalarda kullanılmıştır. Su-lityum bromür kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemi ise, konforlu ısıtma, proses ısıtma, ev içi ısıtma ve ayrıca soğutma için kullanılmıştır. Bu sistem ayrıca itici ısı kaynağının sıcaklığından daha yüksek bir sıcaklıkta ısı vermek için de kullanılabilir fakat en yaygın uygulamalar iklimlendirme uygulamalarıdır.

Su-lityum bromür çiftinin temel problemi katı madde formasyonu olasılığıdır. Soğutucu 0°C'de (32 F) buza dönüştüğü için, bu çift, düşük sıcaklıkta soğutmada kullanılamaz. Ayrıca lityum bromür ortalama konsantrasyonlarda kristalleşir. Absorber hava ile soğutulursa, bu konsantrasyonlara ulaşılabilir; dolayısıyla, bu eriyiğin kullanımı absorberin su ile soğutulduğu uygulamalarla sınırlıdır. Çeşitli tuzların kombinasyonunun soğurucu olarak kullanılması, kristalleşme eğilimini hava ile soğutmaya izin verecek ölçüde azaltabilir. Şekil 3.15. Lityum bromür konsant-

bromür konsantrasyonuna karşılık su-lityum bromür solüsyonunun kristalizasyon sıcaklığını göstermektedir. Su-lityum bromür çiftinin diğer dezavantajları düşük basınç ve solüsyonun yüksek viskozitesiyle bağlantılıdır. Uygun ekipman avantajları emniyet, yüksek uçuculuk oranı, yüksek stabilite ve yüksek gizli ısıdır.



Şekil 3.15 Lityum bromür kütlesel konsantrasyonuna karşılık su-lityum bromür eriyiğinin kristalizasyon sıcaklığı.

Amonyak-su kullanılan sistemin belki de en büyük dezavantajı suyun uçucu olmasıdır, bu yüzden kaynatıcıdan çıkan amonyak genelde yüksek ölçüde su buharı içerir, bu buhar da kondenserden geçirilir ve evaporatöre giderse, evaporatör sıcaklığını yükseltir ve evaporatörden dışarı buharlaşmamış soğutucu taşıyarak soğutma etkisini azaltır. Bu nedenle, amonyak-su kullanılan Absorpsiyonlu soğutma sisteminin verimi, kaynatıcıdan gelen karışımdaki su buharını kondensere ulaşmadan önce ayıran analizör ve redresör kullanılarak arttırılabilir. Analizör kaynatıcının üstüne eklenen bir damıtma kolonudur.

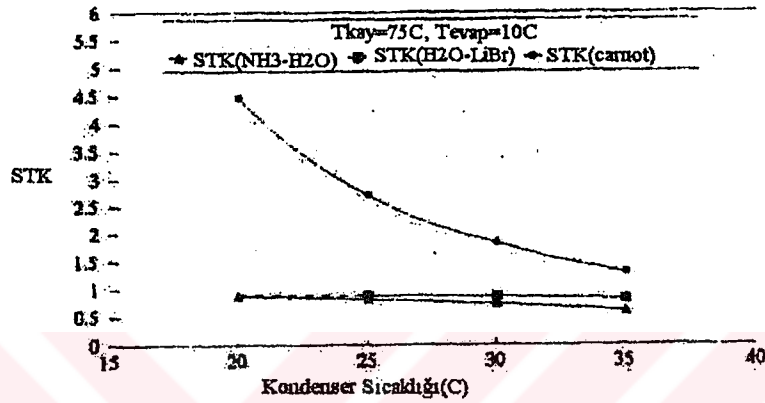
Amonyak-su döngüsü kabul edilebilir performansı sağlamak üzere su-lityum bromür döngüsünden daha karmaşık olmalıdır. Isıyı daha iyi kazanacak araçlar gereklidir ve döngünün karmaşıklığı yüzünden optimum performans için gerekli tasarım, bir grup tasarım parametreleri tabanında büyük hesaplamalar yapılmasını şart koşar.

Su-lityum bromür kullanılan Absorpsiyonlu soğutma makinelerinden çoğu yük varyasyonunu karşılar ve soğurucu solüsyonunun rekonsantrasyon oranını değiştirerek soğutulmuş su sıcaklığını kontrol etmeye devam eder. Bu makinelerin düşük çalışma basınçları yüzünden, atmosferik hava düzgün çalıştırılmayan veya bakımı yapılmayan birimlere sızabilir. Kristalizasyonu önlemek için konsantrasyon kontrolü gereklidir, fakat bunlar göreceli olarak sorunsuz ve işletilmesi kolay işlemlerdir.

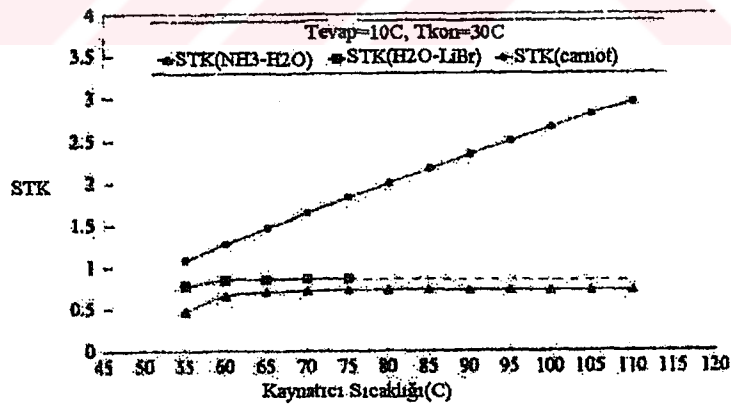
Tüm hesaplamalar ve grafikler Şekil 3.2'de sunulan sisteme dayanmaktadır. Bu hesaplamalar için eriyik ısı eşanjörünün etkinliği 0.6 olarak belirlenmiştir. Lityum bromürün kristalleşmesinin neden olduğu sınırlama da grafiklerde gösterilmiştir. Su -lityum bromür kullanılan Absorpsiyonlu soğutma sistemi için çalıştırma dizisi kesintisiz çizgilerle gösterilmemektedir.

Şekil 3.16 kondenser sıcaklığına karşılık Absorpsiyonlu soğutma sisteminin STK sını göstermektedir. Şekil 3.16 dan da görüleceği gibi, kondenser sıcaklığı yükseldikçe STK düşer. Bunun nedeni, kondenser sıcaklığı yükseldiğinde sıvılaştırma sıcaklığının artması ve kondenserde daha az ısı transferine neden olmasıdır. Bu da kondenser çıkışındaki soğutucunun sıcaklığı ve entalpisinde artışa neden olur. Dolayısıyla STK düştükçe soğutma kapasitesi de düşer. Su - LiBr kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemleri daha yüksek STK değerlerine sahiptir, fakat kristalizasyon sınırlamasıyla karşı karşıyadırlar.

Şekil 3.17 kaynatıcı sıcaklığına karşılık STK sistemini göstermektedir. Kaynatıcı sıcaklığı artarsa kaynatıcıdaki solüsyona ısı transferi de artar, böylece soğutucu kütle akış oranı da yükselir. Soğutucu kütle akış oranı yükseldikçe, soğutma kapasitesi de artar ve STK'da artışa neden olur.

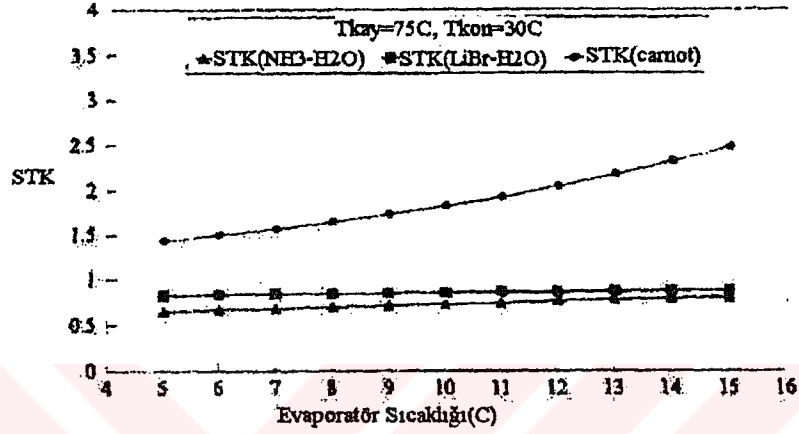


Şekil 3.16 Kondenser sıcaklığına karşılık Absorpsiyonlu soğutma sisteminin STK'sı.



Şekil 3.17 Kaynatıcı sıcaklığına karşılık Absorpsiyonlu soğutma sisteminin STK'sı

Evaporatör sıcaklığının STK sistemi üzerindeki etkisi Şekil 3.18 de görülmektedir. Şekil 3.18 den de görülebileceği gibi, bu sıcaklık arttıkça Absorpsiyonlu Soğutma sisteminin STK'sı da artmaktadır.



Şekil 3.18 Evaporatör sıcaklığına karşılık Absorpsiyonlu Soğutma sisteminin STK'sı

Amonyak-su çevrimi kabul edilebilir performans sağlamak üzere su-lityum bromür çevriminden daha karmaşık olmalıdır. Isıyı daha iyi kazanacak araçlar ve rektifikasyon gereklidir.

Su - lityum bromür solüsyonu kullanılan Absorpsiyonlu soğutma sistemi, amonyak-su solüsyonu kullanılan sistemden daha iyi performans göstermiştir. Fakat kristalizasyon ve suyun soğutucu olarak kullanılması nedeniyle düşük sıcaklıklarda çalışmanın mümkün olmaması gibi bazı hususların göz önüne alınması gerekir (Horuz 1998).

3.8. Tersinmez Bir Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Optimum Performans Özellikleri

Absorpsiyonlu soğutma döngülerinin içeriye tersinir modeli tabanında, ısı teknesinden soğutulan boşluğa ısı sızıntısını ve çalışma sıvısı ile harici ısı rezervuarları arasındaki sınırlı oranda ısı transferinin yanısıra çalışma sıvısının dahili yitimi nedeniyle tersinmezlikleri içeren yeni bir döngü modeli oluşturulmuş ve ısı eşanjörlerinin belli bir toplam ısı transferi alanı için absorpsiyonlu soğutma sisteminin maksimum performans katsayısı ve soğutma oranını hesaplamak üzere kullanılmıştır. Çalışma sıvısının sıcaklıkları ve ısı eşanjörlerinin ısı transferi alanlarının dağılımı maksimum performans katsayısı ve maksimum soğutma oranı durumları için optimize edilir. Ölçüsüz özgül soğutma oranı, performans katsayısının bir fonksiyonu olarak sunulmuştur ve bu da tersinmez bir absorpsiyonlu soğutucunun genel performans özelliklerini tanımlamak üzere kullanılabilir. Döngü sisteminin pratik çalışma alanları belirlenmiş ve birincil performans parametrelerinin yeni sınırları sunulmuştur.

“Düşük derecede” ısı enerjisi ile çalışan absorpsiyonlu soğutucular halen gelişmekte olan soğutma cihazlarının bir sınıfı oluşturmaktadır. Bu cihazlar, birincil enerji kaynaklarının tüketimini ve çevre kirliliğini azaltma potansiyeline sahiptir. Son yıllarda, bu araçlar için yeni döngü modelleri konulu araştırmalar, absorpsiyonlu soğutucular üzerine yapılan incelemeler arasında büyük bir yer tutmaktadır. Bazı yazarlar, sınırlı oranda ısı transferinin absorpsiyonlu soğutucuların performansı üzerindeki etkisini analiz etmek için içeriye tersinir döngü modellerinden yararlanmış ve önemli sonuçlara ulaşmışlardır. Bu, tersinmez bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansını daha derinden analiz etmek için bir taban oluşturmaktadır.

3.8.1. Genel Tersinmez Çevrim Modeli

Bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin birincil komponentleri q_g nin T_h sıcaklığındaki ısı kaynağından kaynatıcıya ısı giriş oranı, q_c ve q_a nın sırasıyla kondenser ve absorberden T_a sıcaklığındaki ısı teknesine ısı atım oranı ve q_e nin T_c sıcaklığındaki soğutulan alandan evaporatöre ısı giriş oranını temsil ettiği Şekil 3.2. de de şematik olarak görüleceği gibi, kaynatıcı, absorber, kondenser ve evaporatördür. Absorpsiyonlu soğutucuların soğutma oranı r , ısı teknesinden (genelde çevre rezervuarıdır) soğutulan alana olan ısı transferi yüzünden her zaman q_e den küçüktür. Eriyik pompası için gerekli olan girdi, kaynatıcıya enerji girdisiyle karşılaştırıldığında oldukça düşüktür ve bu yüzden analizde göz önüne alınmaz. Termodinamiğin ilk kanununa göre:

$$q_g + q_e - q_c - q_a = 0 \quad (3.8)$$

Şekil 3.2'de gösterilen absorpsiyonlu soğutucu için, döngü sistemindeki çalışma sıvısı akışının stabil olduğu ve çalışma sıvısının farklı kısımlarının eksiksiz döngü zamanı τ süresince ısı rezervuarlarıyla T_h , T_a ve T_c sıcaklıklarında ısı alışverişi yaptığı, bununla birlikte çalışma sıvısı ve harici ısı rezervuarları arasında termal dirençler olduğu varsayılabilir. Çalışma sıvısı döngüsü üç tersinmez izotermal süreç ve üç tersinmez adyabatik süreçten oluşur. Çalışma sıvısının üç izotermal süreçteki sıcaklıkları, harici ısı rezervuarlarının sıcaklıklarından farklıdır, böylece sınırlı bir sıcaklık farkıyla transfer edilir. $q_o = q_c + q_a$, q_L ısı teknesinden soğutulan alana ısı transferi T_1 ve T_3 sırasıyla kaynatıcı ve evaporatördeki çalışma sıvısının sıcaklıklarıdır ve kondenser ve absorberdeki çalışma sıvılarının aynı sıcaklığa, T_2 , sahip olduğu varsayılır. Bu varsayım mantıklıdır çünkü kondenser ve absorberdeki çalışma sıvısı ısı teknesiyle, aynı sıcaklıkta ısı alışverişi yapar.

Gerçek absorpsiyonlu soğutucular kompleks cihazlardır ve bir dizi tersinmezlikler yüzünden sorun yaşarlar, içeriye tersinmez döngü model-

modellerinde ele alınan sınırlı ısı transferinin tersinmezliği ve ısı teknesinden soğutulan alana ısı sızıntısının yanısıra, diğer tersinmezlik kaynakları da mevcuttur. Örneğin, çalışma sıvısının dahili yitimi, absorpsiyonlu soğutucuların performans katsayısını ve soğutma oranını düşürebilecek bir diğer temel tersinmezlik kaynağı olacaktır. Termodinamiğin ikinci kanuna göre, çalışma sıvısının dahili yitimine bağlı olarak meydana çıkan tersinmezlikleri tanımlamak üzere aşağıdaki tersinmezlik faktörünü dahil ederiz.

$$I = \frac{q_o/T_2}{q_g/T_1 + q_e/T_3} \geq 1 \quad (3.9)$$

Eşitlik (3.9) $I=1$ durumunda çalışma sıvısı döngüsünün içeriye tersinmez olduğunu açıkça gösterir; $I > 1$ durumunda, çalışma sıvısı tersinmezdir. Dolayısıyla, içeriye tersinmez bir absorpsiyonlu soğutucusunun performansı doğrudan bu bölümde elde edilen sonuçlardan çıkarılabilir.

Açıkça görülmektedir ki, ısıl dirençlerden etkilenen bir tersinmez döngünün performansı doğrudan ısı transferi kanununa bağlıdır. Isı transferi lineer bir kanuna uyuyorsa;

$$q_g = U_g \cdot A_g \cdot (T_h - T_1), \quad (3.10)$$

$$q_o = U_{ca}(A_c + A_o) \cdot (T_2 - T_a), \quad (3.11)$$

$$q_e = U_e \cdot A_e(T_c - T_3), \quad (3.12)$$

$$q_L = k_L (T_a - T_c) \quad (3.13)$$

A_g , A_c , A_a ve A_e sırasıyla kaynatıcı, kondenser, absorber ve evaporatörün ısı transfer alanları, k_L ısı transfer katsayısı, U_g ve U_e sırasıyla kaynatıcı ve evaporatörün genel ısı transfer katsayılarıdır ve kondenser ve absorberin aynı genel ısı transferi katsayısı U_{ca} ya sahip olduğu varsayılır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi T_h , T_a ve T_c sıcaklıklarına sahip üç ısı rezervuarı dışında diğer harici rezervuarlarla ısı alışverişi yapmaz, böylece döngü sistemi ve harici ısı rezervuarları arasındaki toplam ısı transferi alanı

$$A = A_g + A_o + A_e, \text{ burada} \quad (3.14)$$

$$A_o = A_c + A_a \text{ dır.}$$

Yukarıda sözü edilen absorpsiyonlu soğutma sistemi içeriye tersinir döngü modelinden açıkça daha geneldir, çünkü çoğunlukla gerçek absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde bulunan büyük tersinmezlikleri içerir.

3.8.2. Performans Katsayısı ve Soğutma Oranı

Bir absorpsiyonlu soğutucunun performans katsayısı ve soğutma oranının standart tanımlarına göre, şunları elde ederiz:

$$\varepsilon = \frac{r}{q_g} = \frac{q_e}{q_g} \left(1 - \frac{q_L}{q_e} \right) = \frac{T_1 - IT_2}{T_1} \cdot \frac{T_3}{IT_2 - T_3}$$

$$x \left\{ 1 - C \left[\frac{1}{U_e(T_c - T_3)} + \frac{T_1(IT_2 - T_3)}{U_g(T_h - T_1)(T_1 - IT_2)T_3} + \frac{IT_2(T_1 - T_3)}{U_{ca}(T_2 - T_a)(T_1 - IT_2)T_3} \right] \right\} \quad (3.15)$$

$$r = q_e - q_L =$$

$$\frac{A}{\frac{1}{U_e(T_c - T_3)} + \frac{T_1(IT_2 - T_3)}{U_g(T_h - T_1)(T_1 - IT_2)T_3} + \frac{IT_2(T_1 - T_3)}{U_{ca}^*(T_2 - T_a)(T_1 - IT_2)T_3}} - q_L \quad (3.16)$$

$$C = q_L / A \text{ dır.}$$

Uygunluk açısından, $x = |T_2/T_1$, $y = |T_2/T_3$ ve $z = |T_2$ olsun. Bu durumda, eşitlik (3.15) ve (3.16) bu şekilde yazılabilir.

$$r = \frac{1-x}{y-1} \left\{ 1 - C \left[\frac{1}{U_e(T_c - z/y)} + \frac{y-1}{U_g(T_h - z/x)(1-x)} + \frac{y-x}{U^*(z - T_{ae})(1-x)} \right] \right\} \quad (3.17)$$

$$r = \frac{A}{\frac{1}{U_e(T_c - z/y)} + \frac{y-1}{U_g(T_h - z/x)(1-x)} + \frac{y-x}{U^*(Z - T_{ae})(1-x)}} - q_L \quad (3.18)$$

$T_{ae} = T_a$ ve $U^* = U_{ca} / I$ dir.

3.8.3. Maksimum Performans Katsayısı

eşitlik (3.17) sınır şartlardan hareket ederek;

$$\frac{\delta_e}{\delta_x} = 0, \quad \frac{\delta_e}{\delta y} = 0, \quad \frac{\delta_e}{\delta z} = 0 \quad (3.19)$$

belli bir toplam ısı transferi alanı A için, performans katsayısı maksimuma, ε_{\max} , ulaştığında, x , y ve z 'nin sırasıyla aşağıdaki şekilde belirlendiğini kanıtlayabiliriz.

$$x = \frac{T_{ae}}{T_h} B_1 (D+B) \quad (3.20)$$

$$y = \frac{T_{ae}}{T_c} D \quad (3.21)$$

$$z = T_{ae} \frac{D+b_2}{1+b_2} \quad (3.22)$$

Bu denklemlerde,

$$B = \frac{b_2 - b_1}{1 + b_1}, \quad B_1 = \frac{1 + b_1}{1 + b_2}, \quad b_1 = \sqrt{U^*/U_g}, \quad b_2 = \sqrt{U^*/U_e}$$

$$D = \frac{1 + \sqrt{d_1(1 - (1 - d_1)T_c/T_{ae})}}{1 - d_1}, \quad d_1 = \frac{(1 + b_2)^2}{U^*} \frac{C}{T_c} \quad (3.23)$$

Dolayısıyla, performans katsayısı maksimum değerinde ise, çalışma sıvısının üç izotermal süreçteki sıcaklıkları sırasıyla şu şekilde belirlenir:

$$T_1 = T_h \frac{D+b_2}{(1+b_1)(D+B)} \equiv T_{1e} \quad (3.24)$$

$$T_2 = T_a \frac{D+b_2}{1+b_2} \equiv T_{2e} \quad (3.25)$$

$$T_3 = T_c \frac{1+b_2/D}{1+b_2} \equiv T_{3e} \quad (3.26)$$

Eşitlik (3.20) – (3.22) eşitlik (3.17) ve (3.18) in yerine konduğunda, maksimum performans katsayısını elde ederiz.

$$\varepsilon_{\max} = \frac{[T_h - B_1(D+B)T_{ae}]T_c}{T_h(T_{ae}D - T_c)} \left\{ 1 - C \frac{T_h D / B_1^2 - (D+B)(T_c + BDT_{ae})}{U(D-1)[T_h - B_1(D+B)T_{ae}]T_c} \right\} \quad (3.27)$$

ve buna karşılık gelen soğutma oranı da

$$r_m = \frac{UA(D-1)[T_h - B_1(D+B)T_{ae}]T_c}{T_h D / B_1^2 - (D+B)(T_c + BDT_{ae})} - q_L \quad (3.28)$$

$U = U^*/(1+b_1)^2$ dir. ε_{\max} absorpsiyonlu soğutucuların önemli bir parametresidir. Performans katsayısı için bir üst sınır belirler.

Eşitlik (3.8)–(3.12), (3.20)–(3.22) ve (3.28) den absorpsiyonlu soğutucunun maksimum performans katsayısı durumunda çalıştırılması halinde, ısı eşanjörlerinin ısı transfer alanları ve toplam ısı transfer alanı arasındaki ilişkilerin şu şekilde belirlendiği sonucuna varırız:

$$A_g = A \frac{b_1}{1+b_1} \frac{(D+B)(T_{ae}D - T_c)}{T_h D / B_1^2 - (D+B)(T_c + BDT_{ae})} \quad (3.29)$$

$$A_o = A \frac{b_1}{1+b_1} \frac{T_h(D/B_1) - (D+B)T_c}{T_h D / B_1^2 - (D+B)(T_c + BDT_{ae})} \quad (3.30)$$

$$A_e = A \frac{b_2}{1+b_1} \frac{D[T_h/B_1 - (D+B)T_{ae}]}{T_h D/B_1^2 - (D+B)(T_c + BDT_{ae})} \quad (3.31)$$

Eşitlik (3.29) – (3.31) den ısı transfer alanları dağılımı için optimum bir ilişki elde ederiz.

$$\sqrt{U_g} A_g + \sqrt{U_o} A_o = \sqrt{U^*} A_o \quad (3.32)$$

Açıkça görülmektedir ki, ilişki ısı sızıntısı ve harici ısı rezervularının sıcaklıklarından bağımsızdır.

3.8.4. Maksimum Soğutma Oranı

Sınır şartları kullanarak,

$$\frac{\delta_r}{\delta_x} = 0, \quad \frac{\delta_r}{\delta_y} = 0, \quad \frac{\delta_r}{\delta_z} = 0, \quad (3.33)$$

ve eşitlik (3.18)'den yararlanarak, belli bir toplam ısı transferi alanı için, soğutma oranı maksimum değerine, r_{max} , ulaştığında, x,y ve z'nin sırasıyla aşağıdaki şekilde belirlendiği sonucuna varırız:

$$x = \sqrt{T_{ao}/T_h} \quad (3.34)$$

$$y = \frac{T_{ao}}{T_c} [(1+B)\sqrt{T_h/T_{ao}} - B] \quad (3.35)$$

$$z = T_{ao} \frac{b_1 + \sqrt{T_h/T_{ao}}}{1+b_1} \quad (3.36)$$

Böyle bir durumda, çalışma sıvısının üç izotermal süreçteki sıcaklıkları sırasıyla

$$T_1 = T_h \frac{1+b_1\sqrt{T_{ao}/T_h}}{1+b_1} \equiv T_{1r} \quad (3.37)$$

$$T_2 = T_a \frac{b_1 + \sqrt{T_h/T_{ae}}}{1+b_1} \equiv T_{2r} \quad (3.38)$$

$$T_3 = T_c \frac{b_1 + \sqrt{T_h/T_{ae}}}{(1+b_1)[(1+B)\sqrt{T_h/T_{ae}} - B]} \equiv T_{3r} \quad (3.39)$$

Eşitlik (3.34) – (3.36), Eşitlik (3.17) – (3.18) in yerine konduğunda, maksimum soğutma oranını

$$r_{\max} = \frac{UA(\sqrt{T_h} - \sqrt{T_{ae}})^2 T_c}{[(1+B)\sqrt{T_h} - B\sqrt{T_{ae}}]^2 - T_c} - q_L \quad (3.40)$$

ve buna karşılık gelen performans katsayısı da

$$\varepsilon_m = \frac{(1 - \sqrt{T_{ae}/T_h})T_c}{\sqrt{T_h T_{ae}} - T_c + B\sqrt{T_h T_{ae}} - T_{ae}} \left\{ 1 - C \frac{[(1+B)\sqrt{T_h} - B\sqrt{T_{ae}}]^2 - T_c}{U(\sqrt{T_h} - \sqrt{T_{ae}})^2 T_c} \right\} \quad (3.41)$$

r_{\max} absorpsiyonlu soğutucuların bir başka önemli parametresidir. Soğutma oranı için bir üst limit belirler.

Eşitlik (3.8) – (3.12), (3.34) – (3.36) ve (3.40) tan yararlanarak, ısı transferi alanlarının maksimum soğutma oranındaki optimal dağılımını şu şekilde elde ederiz.

$$A_g = A \frac{b_1}{1+b_1} \frac{\sqrt{T_h T_{ae}} - T_c + B}{[(1+B)\sqrt{T_h} - B\sqrt{T_{ae}}]^2 - T_c} \quad (3.42)$$

$$A_o = A \frac{1}{1+b_1} \frac{T_h - T_c + B(T_h - \sqrt{T_h T_{ae}})}{[(1+B)\sqrt{T_h} - B\sqrt{T_{ae}}]^2 - T_c} \quad (3.43)$$

$$A_e = A \frac{b_2}{1+b_1} \frac{T_h - \sqrt{T_h T_{ae}} + B(\sqrt{T_h} - \sqrt{T_{ae}})^2}{[(1+B)\sqrt{T_h} - B\sqrt{T_{ae}}]^2 - T_c} \quad (3.44)$$

Eşitlik (3.42) – (3.44) sayesinde optimum ilişkinin (3.32) maksimum soğutma durumu için doğru olduğu zorluk çekilmeden bulunabilir.

Eşitlik (3.42) – (3.44) sayesinde optimum ilişkinin (3.32) maksimum soğutma durumu için doğru olduğu zorluk çekilmeden bulunabilir.

3.8.5. R–STK Eğrisi ve Anahtar Parametrelerin Pratik İşletme Bölgeleri

Eşitlik (3.17) – (3.19) (3.33) dan yararlanarak, maksimum performans katsayısı ve maksimum soğutma oranı durumları için ortak bir ilişki elde ederiz:

$$\sqrt{U_g}(T_h x - z) = \sqrt{U^*}(z - T_{ae}) = \sqrt{U_e}(T_{cy} - z) \quad (3.45)$$

Ayrıca Eşitlik (3.45) in absorpsiyonlu soğutucuların diğer durumları için de geçerli olduğunu kanıtlayabiliriz. Eşitlik (3.45), Eşitlik (3.17) ve (3.18) in yerine geçtiğinde,

$$\varepsilon = \frac{(1-x)T_c}{(1+B)XT_h - BT_{ae} - T_c} \frac{R}{R + C_1} \quad (3.46)$$

$$R = \frac{(1-x)(XT_h - T_{ae})}{[(1+B)XT_h - BT_{ae}][1+B(1-x)] - xT_c} - C_1 \quad (3.47)$$

elde edilir. $C_1 = C/(UT_c)$ dir ve $R = r/(UAT_c)$ bir absorpsiyonlu soğutucunun ölçsüz özgün soğutma oranıdır.

Eşitlik (3.46) ve (3.47) den x çıkarıldığında, tersinmez bir absorpsiyonlu soğutucunun temel optimum ilişkisini buluruz ve bu da büyük tersinmezliklerin absorpsiyonlu soğutucunun performansı üzerindeki etkisi doğrudan analiz etmek için kullanılabilir. Örneğin, $I = 1$ ve $k_L = 0$ ise, absorpsiyonlu soğutucudaki çalışma sıvısı döngüsü içeriye tersinmezdir ve ısı teknesinden soğutulan alana ısı sızıntısı göz ardı edilebilir. Genel durumlar için, eşitlik (3.46) ve (3.47) , şekil (3.19) da gösterildiği gibi, tersinmez bir absorpsiyonlu soğutucunun karakteristik eğrisini çizmek için kullanılabilir.

Şekil (3.19) da da görülebileceği gibi, tersinmez bir absorpsiyonlu soğutucunun R–STK karakteristik eğrisi üç işletme durumu $STK=0$, $STK = STK_m$ ve $STK = STK_{max}$ tarafından üç parçaya ayrılır. Absorpsiyonlu soğutucu, R–STK eğrisinin pozitif bir eğime sahip bu parçalarında çalıştırılıyorsa, soğutma oranı azaldıkça STK azalır. Bu bölgeler optimum işletme bölgeleri değildir. Bir absorpsiyonlu soğutucunun optimal işletme bölgesi R–STK eğrisinin negatif eğime sahip bir kısmında bulunmalıdır. Böyle bir durumda, soğutma oranı azaldıkça STK artacaktır, tersi de geçerlidir. Dolayısıyla, performans katsayısı ve soğutma oranı sırasıyla şu şekilde sınırlanmalıdır.

$$STK_{max} \geq STK \geq STK_m \quad (3.48)$$

ve

$$r_{max} \geq r \geq r_m \quad (3.49)$$

Bu, STK_m ve r_m nin absorpsiyonlu soğutucuların iki önemli parametresi olduğunu gösterir, çünkü sırasıyla optimal performans katsayısı ve soğutma oranının alt limitlerini belirlerler.

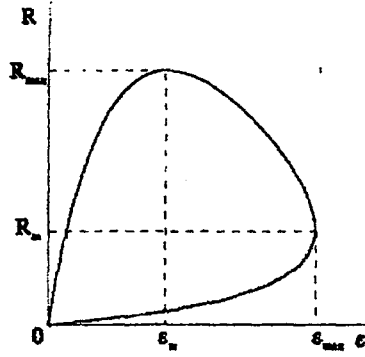
Eşitlik (3.48) ve (3.49)'a göre, ısı eşanjörlerindeki çalışma sıvısının sıcaklık optimal bölgelerini şu şekilde belirleyebiliriz.

$$T_{1\varepsilon} \geq T_1 \geq T_{1r}$$

$$T_{2r} \geq T_2 \geq T_{2\varepsilon} \quad (3.50)$$

$$T_{3\varepsilon} \geq T_3 \geq T_{3r}$$

Eşitlik (3.8) – (3.12) (3.47) den yararlanarak, absorpsiyonlu soğutucunun eşitlik (3.49) un belirlediği optimal bölgede çalıştırıldığı durumlarda, ısı transfer alanları dağılımının şu şekilde olduğunu buluruz.



Şekil 3.19. Boyutsuz Soğutma oranına karşılık performans katsayısı

$$A_g = A \frac{b_1}{1+b_1} \frac{X[(1+B)XT_h - BT_{ae} - T_c]}{[(1+B)XT_h - BT_{ae}][1+B(1-X)] - XT_c} \quad (3.51)$$

$$A_o = A \frac{1}{1+b_1} \frac{(1+B)XT_h - BT_{ae} - XT_c}{[(1+B)XT_h - BT_{ae}][1+B(1-X)] - XT_c} \quad (3.52)$$

$$A_e = A \frac{b_2}{1+b_1} \frac{(1+X)[1+B]XT_h - BT_{ae}}{[(1+B)XT_h - BT_{ae}][1+B(1-X)] - XT_c} \quad (3.53)$$

Eşitlik (3.51)–(3.53)'den eşitlik (3.32)'nin tüm optimal durumlar için doğru olduğu sonucuna varılır. Dolayısıyla, eşitlik (3.32) gerçek absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ısı transfer alanlarının optimal tasarımı için teorik bir yol gösterici olabilir.

3.8.6. Özel Bir Durum

Kaynatıcı ve evaporatörün genel ısı transfer katsayıları aynı ise, yani $U_g = U_e$ ise, bir çok basit ilişki elde edebiliriz. Örneğin,

$$\varepsilon_{\max} = \frac{(T_h - DT_{ae})T_c}{T_h(T_{ae}D - T_c)} \left\{ 1 - C \frac{D(T_h - T_c)}{U(D-1)[T_h - DT_{ae}]T_c} \right\} \quad (3.54)$$

$$r_m = \frac{UA(D-1)(T_h - DT_{ae})T_c}{D(T_h - T_c)} - q_L \quad (3.55)$$

$$r_{max} = \frac{UA(\sqrt{T_h} - \sqrt{T_{ae}})^2 T_c}{T_h - T_c} - q_L \quad (3.56)$$

$$\epsilon_{max} = \frac{(1 - \sqrt{T_{ae}/T_h})T_c}{\sqrt{T_h T_{ae}} - T_c} \left\{ 1 - C \frac{T_h - T_c}{U(\sqrt{T_h} - \sqrt{T_{ae}})^2 T_c} \right\} \quad (3.57)$$

$$\epsilon = \frac{(1-X)T_c}{XT_h - T_c} \frac{R}{R + C_1} \quad (3.58)$$

$$R = \frac{(1-X)(XT_h - T_{ae})}{X(T_h - T_c)} - C_1 \quad (3.59)$$

sırasıyla eşitlik (3.27), (3.28), (3.40), (3.41), (3.46) ve (3.47) den doğrudan elde edilebilir.

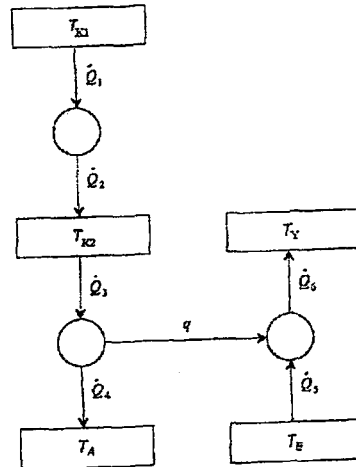
Bu bölümde, absorpsiyonlu soğutucular için çoğunlukla reel sistemlerde mevcut olan büyük tersinmezlikleri içeren genel bir tersinmez döngü modelinin nasıl oluşturulabileceğini gösterdik. Tersinmez absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin pratik işletme bölgelerinin ve anahtar parametrelerin yeni performans sınırlarının belirlenmesi daha büyük önem taşımaktadır. Elde edilen sonuçlar, gerçek absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performansını içeriye tersinmez çevrim modellerinden elde edilenlerden daha iyi tanımlayabilir (Chen ve Schouten 1997).

3.9. Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi

3.9.1. Sistemin Çalışması

Şekil (3.20)'de gösterilen çift kademeli absorpsiyon 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 kaynatıcısındaki yüksek basınç, ikinci kademe kaynatıcı sıcaklığıyla belirlenir. Sistem operasyonunda, LiBr-H₂O zengin eriyiği absorberden ilk kademe güneş enerjisi veya atık ısı destekli kaynatıcıya pompalanır ve burada, (H₂O-LiBr) eriyiğinden gelen soğutucu buharı kaynatarak bitirmek üzere daha yüksek bir ısıda ısıtılır. İlk kaynatıcıdan gelen su buharı, ikinci kademe kaynatıcıda yüksek basınçta yoğunlaştırılır. Yoğuşma ısısı, sıcaklığı ve basıncı sırasıyla eriyik ısı eşanjörü I ve basınç düşürme valfi ile indirgindikten sonra, kaynatıcıdan gelen fakir eriyikten su buharını ayırmak için kullanılır. İkinci kademe kaynatıcıdan gelen soğutucu buhar, kondensere geçer ve kondansasyon 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 absorpsiyon ısısı absorberde atılır. Daha sonra zengin eriyik kaynatıcıya pompalanır ve döngü tamamlanmış olur (Ravikumar ve ark. 1998).



Şekil 3.20 Tersinir Çit Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma sisteminin Şematik Diyagramı.

3.9.2. Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutucuların Optimum Performansı

Bu bölümde termal rezistanların ve içe tersinmezliklerin çift kademeli absorpsiyonlu soğutma çevriminin performansı üzerindeki etkisi incelendi. Ele alınan sistemin performans katsayısı (STK) için geliştirilmiş denklemler elde edilir.

Sıradan bir tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevriminin (ASÇ) enerji tasarrufu ve çevre kirliliğini azaltmada büyük bir potansiyele sahip olduğu daha önce bahsedilmişti. Çevrim yüz yıldan fazla bir süredir bilinmektedir ve ASÇ'nin temelleri konusunda geniş bir literatür mevcuttur. Tek kademeli ASÇ'ler nispeten basittir, güvenilirdir ve fazla bakım gerektirmezler. Fakat tek kademeli ASÇ'lerin STK'sı nispeten düşüktür ve özellikle düşük sıcaklıkta atık ısı ve güneş enerjisi kaynakları için kullanıma uygundur. Buna ek olarak, tek kademeli ASÇ'ler ısı kaynağının tipik değerlerinde ve ısı çıkarma sıcaklıklarında 0 °C'nin altında evaporatör sıcaklıkları verememektedirler. Bu olumsuzlukları elimine edebilmek için birçok yazar tarafından kombine absorpsiyon–buhar kompresyonu ve kombine absorpsiyon–ejektör kompresyonu çevrimleri önerildiği daha önce belirtilmişti. ASÇ'ler 0'dan %100'e kadar parça yükü koşullarında sürekli ve stabil çalışabildikleri için, bunların birbirleriyle kombinasyonu yukarıdaki engelleri aşmanın diğer bir etkili yoludur. Bu gerçeğin ışığında çift kademeli ASÇ'ler önerilmiş ve araştırılmıştır. Literatür araştırması sonucunda daha önce yapılan çalışmalardan hiçbirinde optimum performanslarını belirlemek üzere içe ve dışa tersinmezlikleri dahil çift kademeli ASÇ'lerin ele alınmadığı görülmüştür.

Bu bölümde çift kademeli absorpsiyonlu soğutucuların optimum performansı incelenmiştir. Çift kademeli absorpsiyonlu soğutucu (ÇKAS) analiz edilmiştir ve sonuçları vurgulamak için sayısal bir örnek verilmiştir.

3.9.3. Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin (ÇKAS) Performansı

Şekil 3.20 tersinir bir ÇKAS sistemini göstermektedir. Sistemin ana komponentleri iki kaynatıcı, bir absorber, bir yoğuşturucu ve bir evaporatördür. Sistemin beş çalışma sıcaklığı mevcuttur, bunlar T_{K1} , T_{K2} , T_A , T_Y , ve T_E , dir. Bu sistemin nasıl çalıştığı daha önce izah edildiğinden burada tanımlanmamıştır

Şekil 3.20'ye göre tersinir bir ÇKAS'nın genel STK'sı şu şekilde yazılabilir.

$$STK_t = Q_5 / Q_1 = (1 - \eta_{1r}) \eta_{2r} \beta_{1r} \quad (3.60)$$

Bu denklemde Q_5 soğutma yükü ve Q_1 , ÇKAS'nın ilk termal güç alt çevriminin T_{K1} sıcaklığında rezervuardan emdiği ısıdır. η_{1r} ve η_{2r} sırasıyla tersinir ÇKAS sisteminin birinci ve ikinci termal güç alt çevriminin termal verimleridir. β_{1r} tersinir ÇKAS sisteminin soğutma alt çevriminin STK'sıdır. Şekil 3.20 ve eşitlik (3.59) kullanılarak, tersinir STK şöyledir:

$$STK_t = (T_E/T_{K1}) [(T_{K2}-T_A)/(T_Y-T_E)] \quad (3.61)$$

Eşitlik (3.61)'de verilen STK, pratik mühendisler için anlamsızdır. Bu nedenle şekil (3.20)'de görüldüğü gibi, T_{K1} , T_A , T_Y , T_E sıcaklıklarında çalışan sabit akışlı bir tersinmez ÇKAS sistemi ele alınmıştır. İlk olarak tersinmez ÇKAS'nın termal güç alt döngüsü T_{K1} ve T_{K2} sıcaklıkları arasında çalışır ve çalışma sıvısı sıcaklıkları T_1 ve T_2 'dir. İkincisi, tersinmez ÇKAS'nın termal güç alt döngüsü T_2 ve T_A sıcaklıkları arasında çalışır ve çalışma sıvısı sıcaklıkları T_{K2} ve T_3 'tür. Tersinmez ÇKAS'nın soğutma alt döngüsü, T_Y ve T_E sıcaklıklarındaki rezervuarlar arasında çalışır ve çalışma sıvısı sıcaklıkları T_4 ve T_5 'tir. q , ÇKAS sisteminin ikinci alt döngüsünün ısı-güç çıktısıdır. Şekil (3.20) ve eşitlik (3.60)'a göre, tersinmez ÇKAS sisteminin genel STK'sı şöyledir:

$$STK = (Q_5/Q_1) = (1-\eta_1) \eta_2 \beta_1 \quad (3.62)$$

η_1 ve η_2 sırasıyla tersinmez ÇKAS sisteminin birinci ve ikinci güç alt çevriminin termal verimleridir. β_1 tersinmez ÇKAS'nın soğutma alt çevriminin STK'sıdır. Tersinir ve tersinmez ÇKAS sisteminde Q_1 ve Q_5 'in rölatif değerleri aynı değildir.

Bu sistemi analiz etmek için Fourier kanunu ve termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları kullanılmıştır. Kullanılan eşitlikler;

$$Q_1 = K_1(T_{K1}-T_1) \quad (3.63)$$

$$Q_2 = K_2(T_2-T_{K2}) \quad (3.64)$$

$$Q_3 = Q_2 \quad (3.65)$$

$$Q_4 = K_3(T_3-T_A) \quad (3.66)$$

$$Q_5 = K_4(T_E-T_4) \quad (3.67)$$

$$Q_6 = K_5(T_5-T_Y) \quad (3.68)$$

$$Q_3 - Q_4 + Q_5 - Q_6 = 0 \quad (3.69)$$

$$(Q_1/T_1) = R_1(Q_2/T_2) \quad (3.70)$$

$$(Q_3/T_{K2}) = R_2(Q_4/T_3) \quad (3.71)$$

$$(Q_5/T_4) = R_3(Q_6/T_5) \quad (3.72)$$

$$M = K_1 + K_2 \quad (3.73)$$

$$L = K_2 + K_3 \quad (3.74)$$

$$R_3 = C_3 R_2 \quad (3.75)$$

Eşitlik (3.63) ve (3.75) kullanılarak ÇKAS sistemi için şu sonuç elde edilir:

$$T_{1(opt)} = T_{K1}(1 + \nu^{0.5}) / (1 + R_1^{0.5}) \quad (3.76)$$

$$T_{2(opt)} = T_{K1}(R_1 \nu)^{0.5} (1 + \nu^{0.5}) / (1 + R_1^{0.5}) \quad (3.77)$$

$$\eta_{1m} = 1 - (\nu / R_1)^{0.5}, \quad \nu < R_1 \quad (3.78)$$

Bu eşitlikler için şu durumlar geçerlidir.

$$\nu = T_{K2} / T_{K1} \quad (3.79)$$

$$S_{max} = (R_2^{0.5} - \mu^{0.5}) / (1 + R_2^{0.5})^2 \quad (3.80)$$

$$T_{K2(opt)} = T_2(1 + \mu^{0.5}) / (1 + R_2^{0.5}) \quad (3.81)$$

$$T_{3(opt)} = T_2(R_2 \mu)^{0.5} (1 + \mu^{0.5}) / (1 + R_2^{0.5}) \quad (3.82)$$

$$\eta_{2m} = 1 - (\mu / R_2)^{0.5} \quad (3.83)$$

Bu eşitlikler için de şu durumlar geçerlidir:

$$\mu = T_A / T_2 \quad (3.84)$$

$$T_4 = T_E [1 - (S_{max} w L T_2 R_3) / (1 - R_3 w) K_4 T_E] \quad (3.85)$$

$$T_5 = T_Y [1 + (S_{max} L T_2) / (1 - R_3 w) K_5 T_Y] \quad (3.86)$$

$$\beta_{1m} = C_3 R_2 w / (1 - C_3 R_2 w) \quad (3.87)$$

Bu eşitliklerde;

$$w = T_4 / T_5 \quad (3.88)$$

Eşitlik (3.78), (3.83) ve (3.87), Eşitlik (3.62)'ye dahil edilerek, tersinmez ÇKAS sisteminin STK'sı şu şekilde bulunur.

$$STK = (\nu / R_1)^{0.5} [1 - (\mu / R_2)^{0.5}] [C_3 R_2 W / (1 - C_3 R_2 W)] \quad (3.89)$$

3.9.4. Çift Kademeli Absorpsiyon Soğutma Sistemi İçin Sayısal Örnek

$T_{K1}=398$ °K, $T_Y=T_A=298$ °K ve $T_E=268$ °K sıcaklıklarına sahip rezervuarlar arasında çalışan bir ÇKAS çevrimi ele alınmıştır. Basitlik sağlamak üzere, $C_3=1$ ve $K_i=1$ kWK⁻¹ yazıyoruz. $R_1=0,95$ ve $T_{K2}=348$ °K için eşitlik (3.76), (3.77) ve (3.79) kullanılarak, $T_1=390$ °K ve $T_2=355$ °K sonuçları bulunur. Daha sonra $R_2=0,95$ için eşitlik (3.81), (3.82) ve (3.84) kullanılarak, $T_3=308$ °K ve $T_{K2}=345$ °K değeri bulunur, bu T_{K2} 'nin varsayılan değeri ile hemen hemen aynıdır. Eşitlik (3.80), (3.85), (3.86) ve (3.88) kullanılarak tersinmez çift kademeli absorpsiyonlu soğutma alt çevriminin sıcaklık oranı, $W=0,87$ olarak bulunur. Daha sonra eşitlik (3.85), (3.88) uygulanır ve $T_4=263$ °K ve $T_5=302$ °K sonuçlarına varılır.

Tersinir çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi için STK eşitlik (3.61) kullanılarak hesaplanır ve $STK=1,05$ olarak bulunur. Tersinmez çift kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi için eşitlik (3.89) kullanılarak bulunan genel STK, 0,27 değerindedir. Bu STK değeri 5 kW'lık soğutma yükü üretir.

Bu bölümde tersinmez çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin optimum performansı teorik bir şekilde değerlendirilmiştir. Gerçek makinelere daha yakın olabilmek için, ısıl dirençlerin ısı eşanjörleri üzerindeki etkisi ve çalışma sınırlarının iç dağılımının ele alındığı sistemlerin genel performans üzerindeki etkisi ele alınmıştır.

Sayısal örnekten de açıkça görüleceği üzere, tersinmez genel STK'lar tamamen tersinir genel STK'lardan oldukça düşüktür. Bu yüzden mevcut analiz eşitlik (3.89) kullanılarak elde edilen STK daha gerçekçidir ve mukayese standardı olarak kullanılabilir. Eşitlik (3.89)'dan anlaşıldığı gibi, $\mu=R_2$ şartı $STK=0$ sonucunu vermektedir. Bu yüzden, R_2 için pratik

aralıkların tersinmez çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\mu < R_2 < 1$ olduğu sonucuna varıyoruz.

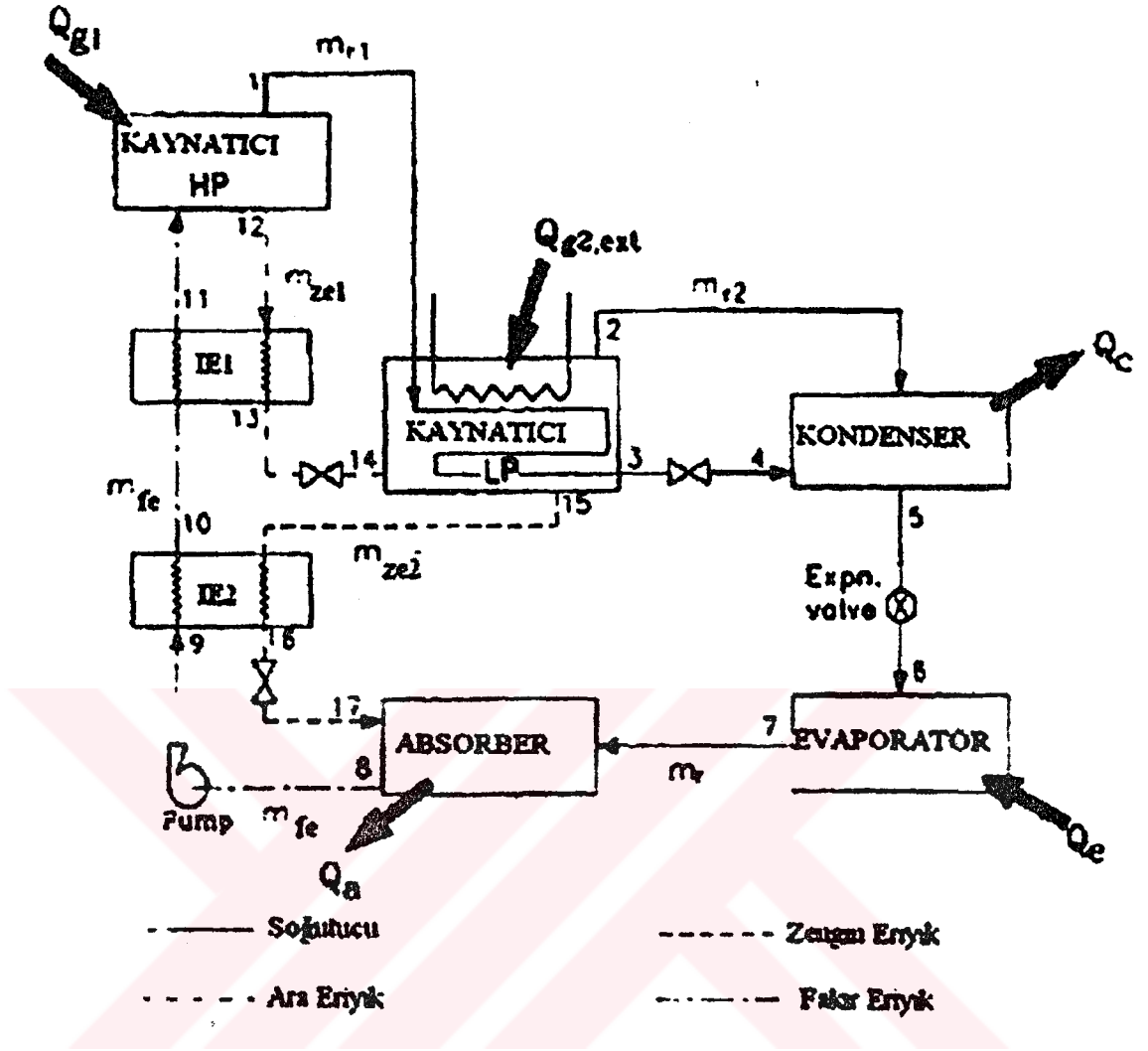
3.10. Çift Kademeli Seri I Akışlı Absorpsiyon Soğutma Sistemleri İçin Dengeli Alçak Basınç Kaynatıcı Sıcaklıkları

Çift kademeli seri akışlı lityum bromür-su kullanan absorpsiyonlu soğutucu için alçak basınç kaynatıcılarında denge sıcaklıkları değerlendirilmiş ve bu sıcaklıklarda sistem performansı kestirilmiştir. Yüksek basınç (HP) kaynatıcısı, evaporatör, kondenser ve absorberdeki sıcaklıkların ve ısı eşanjörlerin veriminin, (LP) Alçak basınç kaynatıcısındaki denge sıcaklığı ve dahili ısı transferi, dolaşım oranı ve performans katsayısı (STK) üzerindeki etkisi ele alınmıştır. Sistemin çift ısıli operasyon modu da (LP) kaynatıcısındaki düşük dereceli atık ısı kullanılarak incelenmiştir. LP kaynatıcısındaki dengeli sıcaklık, alçak basınç kaynatıcısındaki dahili ısı transferi, dolaşım oranı, performans katsayısı (STK), optimum HP kaynatıcı sıcaklığı ve işletme sıcaklıkları açısından maksimum performans katsayısı için optimum dolaşım oranı korelasyonları sunulmuş, bunlar tasarım dışı şartlarda bile absorpsiyon sisteminin dizayn ve kontrolü için faydalı olacaktır.

Çift kademeli absorpsiyonlu sistemin performansı, yüksek sıcaklıkta ısı kaynağından yararlandığı için tek kademeli sistemin performansından daha yüksektir. (0,7'ye karşılık 1,2). Çift kademeli seri akışlı lityum bromür-su akışkan çiftli absorpsiyonlu sistemin performans analizi yakın zamanda birçok araştırmacının çalışmalarına konu olmuştur. Literatürde geçen bir çok analiz, soğutma suyunun sıcaklıkları ve debileri, soğutulmuş su ve sıcak suyun termodinamik performans üzerindeki etkisini ele almıştır.

Fakat bu analizlerde, pratik sistemin dizaynı ve kontrolü için faydalı olacak, alçak basınç kaynatıcısındaki denge sıcaklığı ve konsantrasyonları bulma yöntemi yer almamaktadır.

Çift kademeli seri akışlı bir buhar absorpsiyon sisteminde, yüksek basınç kaynatıcısında üretilen buharın tümü alçak basınç kaynatıcısında kondense edilir. Pratik sistemlerde bu, sadece buharın kondense olmasına izin veren ve kondenslerden kaçmasını önleyen bir delikli sütun yerleştirerek tasarım sırasında ve dışında gerçekleştirilir. LP kaynatıcısı tam kondansasyonu kolaylaştırmak için kendisini denge sıcaklığına ayarlar. Absorpsiyon sisteminin dizayn edilmesi için LP kaynatıcısındaki denge sıcaklığı ve ısı transfer oranları ve diğer sistem parametrelerinin bilinmesi gerekir. Tasarım dışı durumlarda sistem biraz dengelenmiş bir durumda işler fakat optimum verimde çalışmaz. Sistemin maksimum performans katsayısı (STK) sağlamak üzere optimum şartlarda çalışmasını temin etmek için gerekli bilgilerin mevcut olması durumunda uygun kontrol sistemleri de dahil edilebilir. Çift kademeli seri akışlı sistemler ayrıca çift ısılı modda da çalışabilir. Mevcut olduğu durumlarda, düşük dereceli atık ısı LP kaynatıcısına doğrudan kullanılabilir, dolayısıyla HP kaynatıcısında ihtiyaç duyulan yüksek sıcaklık ihtiyacını azaltır. Bu bölümde sistemin dizaynı, kontrolü ve çift ısıda çalışması için faydalı olacak bu hususlar ele alınmaktadır.



Şekil 3.21 Çift kademeli seri akışlı buhar absorpsiyon soğutma sisteminin şeması

3.10.1. Teorik Analiz

Şekil 3.21 çift kademeli seri akışlı lityum bromür-su buharı absorpsiyonlu soğutucu şemasını göstermektedir. Sistem iki kaynatıcı, bir absorber, bir kondenser, bir evaporatör ve iki ısı eşanjöründen oluşur. Sistemin çalışma prensibi şöyledir: HP kaynatıcısında yüksek sıcaklıkta ısı girdisi ile üretilen buhar, ek buharın üretildiği LP kaynatıcısında ısı kayna-

kaynağı olarak kullanılır. Mevcut olması durumunda düşük dereceli atık ısı doğrudan LP kaynatıcısına verilir.

Analiz için aşağıdaki varsayımlar yapılmıştır:

1. Kondenser ve evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkan doymuş haldedir.
2. Eriyik, absorber, HP kaynatıcısı ve LP kaynatıcısının çıkışlarında denge durumundadır.
3. Eriyik pompasına iş girişi ihmal edilebilir.
4. Isı eşanjörleri ve boru hatlarındaki sürtünme yüzünden meydana gelen basınç kayıpları ihmal edilebilir.
5. Kaynatıcı, evaporatör, kondenser ve absorberdeki ısı transferinin dışında, sistem ve ortam arasında ısı alışverişi meydana gelmez.
6. LP kaynatıcısındaki ısı transferi için 5 °K lik sıcaklık varsayılır.

Sistemin farklı noktalarında su, su buharı ve lityum bromür-su eriyiğinin basınçlarını, entalpilerini ve konsantrasyonlarını elde etmek üzere, su ve lityum bromür-su eriyiği için denge özellik korelasyonları literatürden alınmıştır.

Evaporatörde enerji dengesiyle şu sonuca varılır.

$$m_r = \frac{Q_e}{(h_7 - h_6)} \quad (3.90)$$

Eriyik dolaşım oranı şu şekilde hesaplanır:

$$DO = \frac{X_{ze2}}{x_{ze2} - X_{fe}} \quad (3.91)$$

Bu durumda fakir eriyiğin debisi ise şöyle bulunur:

$$m_{fe} = m_r(DO) \quad (3.92)$$

HP kaynatıcısında süreklilik denklemi ve lityum bromür dengesi şu sonucu verir:

$$m_{ze1} = m_{fe} \left[\frac{X_{fe}}{X_{ze1}} \right] \quad (3.93)$$

$$m_{r1} = m_{fe} - m_{ze1} \quad (3.94)$$

Benzer şekilde LP kaynatıcısı için aşağıdaki eşitlikleri elde ederiz:

$$m_{ze2} = m_{ze1} \left[\frac{X_{ze1}}{X_{ze2}} \right] \quad (3.95)$$

$$m_{r2} = m_{ze1} - m_{ze2} \quad (3.96)$$

Mevcut olduğu durumlarda düşük dereceli atık ısı doğrudan LP kaynatıcısına verilebilir. Dolayısıyla, LP kaynatıcısında iki ısı kaynağı söz konusu olabilir. Harici kaynaktan düşük dereceli atık ısı ($Q_{k2,dış}$) ve yoğuşan buharın verildiği dahili ısı ($Q_{k2,iç}$). Bu yüzden LP kaynatıcısının çıkışındaki yoğuşmanın entalpisi termodinamiğin 1. konuyla şöyle bulunur:

$$h_3 = \left[\frac{Q_{k2,dış} + m_{r1}h_1 + m_{ze1}h_{14} - m_{ze2}h_{15} - m_{r2}h_2}{m_{r1}} \right] \quad (3.97)$$

Daha önce belirtildiği gibi, HP kaynatıcısından gelen buhar tüm pratik sistemlerde LP kaynatıcısında tam olarak yoğuşturulur. Dolayısıyla, buharın 3 noktasındaki kuruluk oranı sıfırdır. Bu yüzden,

$$\varepsilon_3 = \frac{(h_{doy,sıv} - h)_3}{(h_{doy,buh} - h_{doy,sıv})_3} = 0 \quad (3.98)$$

Mevcut işletme şartları için, pratik sistemler dengelenmiş bir işletim durumu elde eder. LP kaynatıcısında denge sıcaklığını bulmak için iz-

izlenmesi gereken prosedür şimdiye kadar gösterilmemişti ki bu, sistemin termodinamik analizi için gereklidir. Bu denge sıcaklığı t_{k2} 'yi bulmak için daha ileride tanımlanacak bir iterasyon prosedürü adapte edilmiştir.

Sistemin farklı elemanları için termodinamiğin 1. kanunu şu eşitlikleri verir:

$$Q_{k1} = m_{r1}h_1 + m_{ze1}h_{12} - m_{fe}h_{11} \quad (3.99)$$

$$Q_y = m_{r1}h_3 + m_{r2}h_4 - m_r h_5 \quad (3.100)$$

$$Q_a = m_r h_7 + m_{ze2}h_{17} - m_{fe} h_8 \quad (3.101)$$

HP ve LP ısı eşanjörleri için 1. kanun;

$$Q_{ie1} = m_{fe}(h_{11} - h_{10}) = m_{ze1}(h_{12} - h_{13}) \quad (3.102)$$

$$Q_{ie2} = m_{fe}(h_{10} - h_9) = m_{ze2}(h_{15} - h_{16}) \quad (3.103)$$

HP ve LP ısı eşanjörlerinin etkinliği şu şekilde tanımlanır:

$$E_{ie1} = \frac{t_{k1} - t_{13}}{t_{k1} - t_{10}} \quad (3.104)$$

$$E_{ie2} = \frac{t_{k2} - t_{16}}{t_{k2} - t_a} \quad (3.105)$$

Düşük dereceli atık ısının kullanılabilir olduğu varsayılarak, performans katsayısı STK şu şekilde hesaplanır:

$$STK = \frac{Q_e}{Q_{k1}} \quad (3.106)$$

3.10.2. Hesaplama Prosedürü

1. Eldeki veriler: Evaporatör sıcaklığı t_e , kondenser sıcaklığı t_y , absorber sıcaklığı t_a , HP kaynatıcı sıcaklığı t_{k1} , LP kaynatıcısındaki ısı transferi için sıcaklık farkı $\Delta t (=5^\circ\text{K})$, HP ısı eşanjörünün etkinliği E_{1e1} , LP ısı eşanjörünün etkinliği E_{1e2} ve düşük dereceli atık ısı ($Q_{k2,dış}$)
2. İterasyonu başlatmak için LP kaynatıcı sıcaklığı ($t_{k1}-25$) olarak varsayılmıştır.
3. Evaporatör basıncı P_e , kondenser basınca P_y ve HP kaynatıcı basıncı P_{k1} hesaplanmıştır.
4. 5 notasında doymuş su entalpisi, 7 noktasında doymuş su buharı entalpisi, ile 1 ve 2 noktalarında kızdırılmış entalpi hesaplanmıştır.
5. Fakir eriyik X_{fe} , zengin eriyik X_{ze1} ve X_{ze2} konsantrasyonları hesaplanmıştır.
6. Eşitlik (3.90)'ı kullanarak soğutucu bunların, m_r , debisi hesaplanmıştır.
7. Sırasıyla Eşitlik (3.91) ve (3.92)'yi kullanarak fakir eriyiğin m_{fe} dolaşım oranı hesaplanmıştır.
8. HP kaynatıcı çıkışındaki zengin eriyik m_{ze1} (eşitlik 3.93) ve soğutucu m_{r1} (eşitlik 3.94) debileri hesaplanmıştır. Benzer şekilde, LP kaynatıcısı çıkışındaki zengin eriyik m_{ze2} (eşitlik 3.95) ve soğutucu m_{r2} (eşitlik 3.96) debisi hesaplanmıştır.
9. 8, 12 ve 15 noktalarındaki ve ısı eşanjörleri çıkışındaki lityum bromür-su eriyiğinin entalpileri hesaplanmıştır.
10. Eşitlik (3.97) kullanılarak LP kaynatıcısı boyunca 1. kanundan h_3 bulunmuştur.

11. Eşitlik (3.98)'den kuruluk oranı, ε_3 hesap edilmiştir.

12. t_{k2} yi değiştirerek 3. ve 11. adımlar tekrar edilmiş, yani $+0,0005 > \varepsilon_3 > -0,0005$ şartına ulaşıncaya kadar, ε_3 pozitif iken t_{k2} arttırılmış ve ε_3 negatif iken azaltılmıştır.

13. Eşitlik (3.99)'dan HP kaynatıcısına gelen yüksek sıcaklıkta ısı girdisi ve Eşitlik (3.106)'dan sistemin STK'Sı hesaplanmıştır.

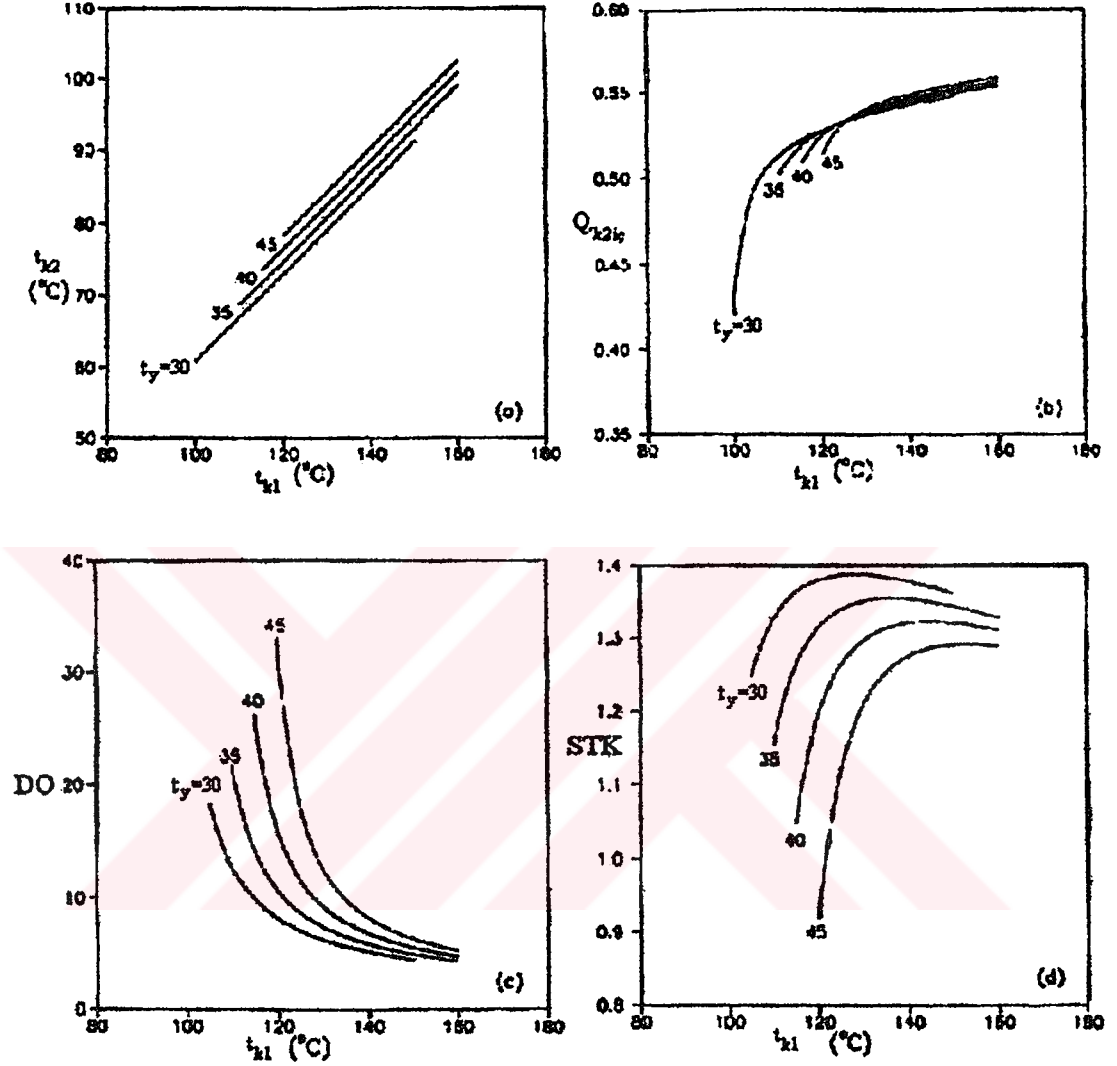
Tablo 3.2 Değişken,sabit parametreler ve dizileri

No	Parametreler	Dizi
1	Evaporatör sıcaklığı (t_e)	2.5, <u>5</u> , 7.5 ve 10 °C
2	Absorber sıcaklığı (t_a)	25, <u>30</u> , 35 ve 40 °C
3	Kondenser sıcaklığı (t_y)	30, <u>35</u> , 40 ve 45 °C
4	HP kaynatıcısı sıcaklığı (t_{k1})	85–170 °C
5	HP ısı eşanjörü etkinliği (E_{1e1})	50, <u>70</u> ve 90 %
6	LP ısı eşanjörü etkinliği (E_{1e2})	50, <u>70</u> ve 90 %
7	LP kaynatıcısına harici ısı girdisi ($Q_{k2,dış}$)	<u>0</u> , 0.2, 0.4 ve 0.6 kW
8	LP kaynatıcısında sıcaklık farkı (Δt)	5 °K (sabit)

Parametrelerin değiştiği ortak değerler altı çizili gösterilmiştir.

Çift kademeli seri akışlı lityum bromür–su buhar absorpsiyonlu soğutucu, Tablo 3.2'de sıralanan parametrelerle analiz edilmiştir. HP kaynatıcısının sıcaklığı (t_{k1}), her değişken parametre grubu için minimumdan maksimuma değiştirilmiş ve sistem kristalizasyon dizisi dahilinde çalışmıştır; farklı bağımlı /performans parametreleri, LP kaynatıcısı denge sıcaklığı

kaynatıcısı denge sıcaklığı (t_{k2}), LP kaynatıcısındaki dahili ısı transferi ($Q_{k2,iq}$), dolaşım oranı (DO) ve performans katsayısı STK hesaplanmıştır.



Şekil 3.22 Yüksek basınç kaynatıcısı ve kondenser sıcaklığının sistem performansı üzerine etkisi

Şekil 3.22 (a) göstermektedir ki, t_{k2} dengesi, t_{k1} 'le lineer olarak artmaktadır. t_{k1} arttıkça, HP kaynatıcısında daha çok buhar üretilir. Tüm buharın kondense edilmesi gerektiğinden, LP kaynatıcısında daha çok ısı olacaktır. Isının kondansasyonunu ve kullanımını kolaylaştırmak için, t_{k2} 'nin artması gerekir. Dolayısıyla, bir taraftan HP kaynatıcısında buhar üretimi engelleyerek ve diğer taraftan bu buharın kondansasyonunu ve LP

kaynatıcısında buhar üretimini kolaylaştırarak, yani Şekil 3.22 (b)'de gösterildiği gibi, dahili ısı transferini ($Q_{k2,iq}$) arttırarak yeni bir denge t_{k2} ve basınca ulaşacaktır. Dolayısıyla denge bozularak t_{k2} dengesi t_{k1} ile birlikte artacaktır.

Şekil 3.22(c) dolaşım oranının t_{k1} 'deki artışla birlikte azaldığını göstermektedir. Yukarıda açıklandığı gibi, t_{k2} dengesi t_{k1} ile birlikte artar. Dolayısıyla LP kaynatıcısından çıkan zengin eriyiğin konsantrasyonu, basıncı, kondenserin basıncında sabit tutuldukça ($t_y = \text{sabit}$), artar ve DO'nın azalmasına yol açar.

Şekil 3.22(d) belli bir parametre grubu için, STK'nın başlangıçta attığını ve daha sonra t_{k1} arttıkça azaldığını göstermektedir. Seçilen etkinlik (E_{ie}) için, ısı eşanjörünün etkinsizliği ($1-E_{ie}$) yüzünden meydana gelen ısı kaybı, termal kapasite ve terminal sıcaklık farkı (TTD) ile karakterize edilir, bu iki değerde karşılık gelen iki değer arasında en düşük değerlerdir. Her iki akışın termal kapasiteleri DO ile birlikte düşer.

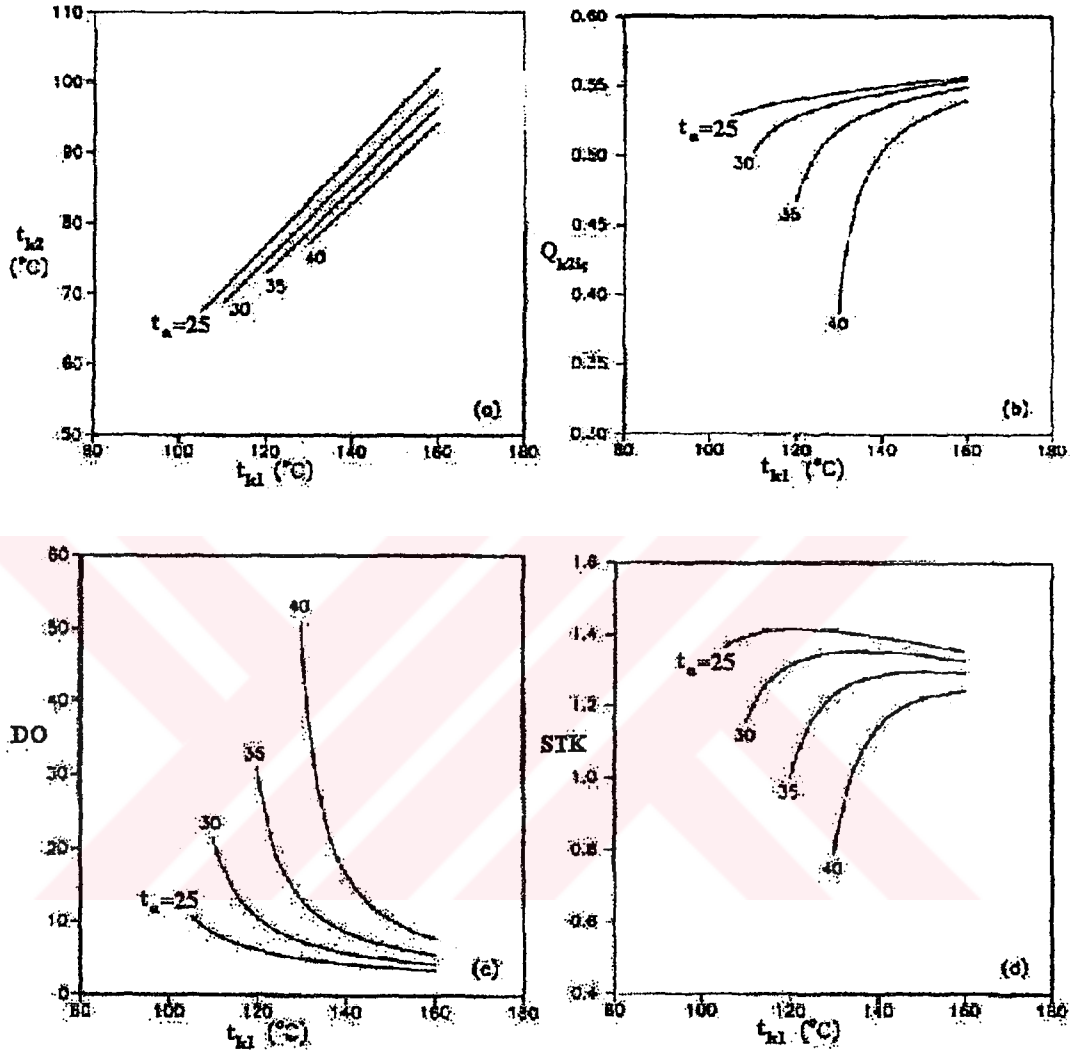
Şekil 3.22(c) de gösterildiği gibi, DO düşerken TTD, t_{k1} deki artışla birlikte artar. Normalde, buhar absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, termal kapasite faktörü TTD'nin üstündedir ve ısı eşanjörünün etkinsizliği yüzünden meydana gelen ısı kaybı, DO'daki varyasyon trendine benzer şekilde t_{k1} 'deki artışla birlikte azalır. Soğurucu eriyiğin entalpi sapmasına bağlı olarak farklı bir diğer ısı kaybı meydana gelir. Eriyiğin entalpisi, sabit sıcaklıkta konsantrasyondaki artışla birlikte önemli bir artış gösterir. Absorbere giren zengin eriyik konsantrasyonu, t_{k1} ile birlikte artar. Dolayısıyla, entalpi sapmasına bağlı olarak gerçekleşen kayıp, t_{k1} arttıkça artar. Bu yüzden, toplam kayıp başlangıçta azalır ve daha sonra giderek artar. Absorberden ve kondenserden atılan toplam ısı kaybı, HP kaynatıcısında üretilmeli ve şekil 3.22(d)'de gösterildiği gibi STK'nın değişmesine yol açmalıdır.

Kondenser sıcaklığı t_y 'nin t_{k2} , $Q_{k2,iq}$, DO ve STK üzerindeki etkisi de şekil 3.22'de gösterilmektedir. Şekil 3.22(a)'ya göre, herhangi bir t_{k1} için, t_{k2} dengesi, t_y ile birlikte marjinal artış göstermektedir. Kondenser sıcaklığındaki artış, LP kaynatıcısındaki basıncı yükseltmekte ve bu da t_{k2} sabit tutulduğunda kaynama oranını azalmaktadır. Bunun sonucunda, kullanılabilir ısı enerjisi ve LP kaynatıcısında ihtiyaç duyulan ısı enerjisi arasında bir dengesizlik ortaya çıkar ve HP kaynatıcısından çıkan denge buharı, kondensere kaçma eğilimi gösterir, pratik sistemler buna izin vermez. Dolayısıyla t_y arttığında t_{k2} de marjinal artış gösterir ve denge durumuna ulaşır. t_{k2} 'deki bu artış, HP kaynatıcısındaki basıncı arttırır ve kaynama genişliğinde azalmaya yol açar.

Dolayısıyla istenen soğutma kapasitesine ulaşp gerekli soğutucu akış oranını muhafaza etmek için, Şekil 3.22(c)'de görüldüğü gibi, eriyik debisinin artması gerekir, bu da şekil 3.22(d)'de görüldüğü gibi STK'yı azaltır. Şekil 3.22(b)'de görüldüğü üzere, dahili ısı transferi, azalan STK'dan da anlaşılacağı gibi, artan ısı gidisi yüzünden artış gösterir. Maksimum STK'nın, daha yüksek t_y için daha yüksek t_{k1} 'de meydana geldiği not edilmelidir. Çünkü DO, daha yüksek t_y için yüksek t_{k2} 'de karşılık gelen en düşük değere ulaşır.

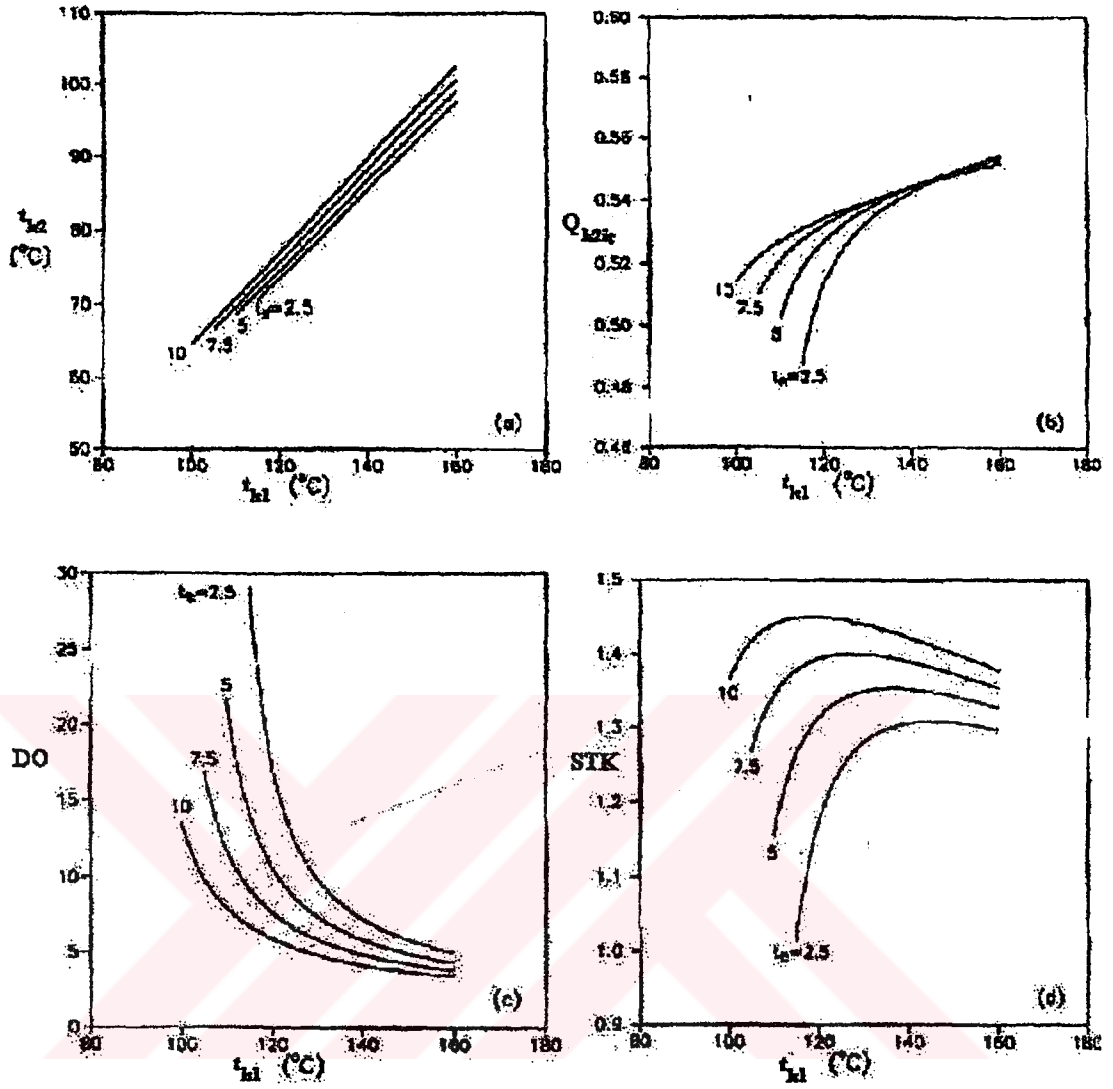
Absorber sıcaklığı fakir eriyik konsantrasyonunu, X_{fe} , kontrol eder ama etkisi Şekil 3.23'te de görüldüğü gibi fazladır. t_a 'daki artış diğer parametreler sabit tutulduğunda X_{fe} 'yi arttırır. Dolayısıyla t_{k1} sabit tutulduğunda HP kaynatıcısında daha az buhar üretilir (eriyik akış tabanında), bu da LP kaynatıcısında kaynama operasyonu için yeterli olmayacaktır. Bu yüzden, t_{k2} dengesi, Şekil 3.23(a)'da görüldüğü gibi, marjinal düşüş göstermeli ve bir tarafta HP kaynatıcısındaki kaynama oranının arttığı ve diğer tarafta LP kaynatıcısındaki kaynama oranının azaldığı (bu durum Şekil 3.23(b)'de gösterildiği gibi azalan $Q_{k2,iq}$ 'ten belidir) bir denge noktasına ulaşmalıdır. X_{fe} 'deki artış, doğal olarak işlemin konsantrasyon genişliğini

3.23(c)'de gösterildiği gibi, DO'yu artırır ve Şekil 3.23(d)'de görüldüğü üzere STK'yı azaltır.



Şekil 3.23 HP kaynatıcısı ve absorber sıcaklıklarının sistem performansı üzerindeki etkisi

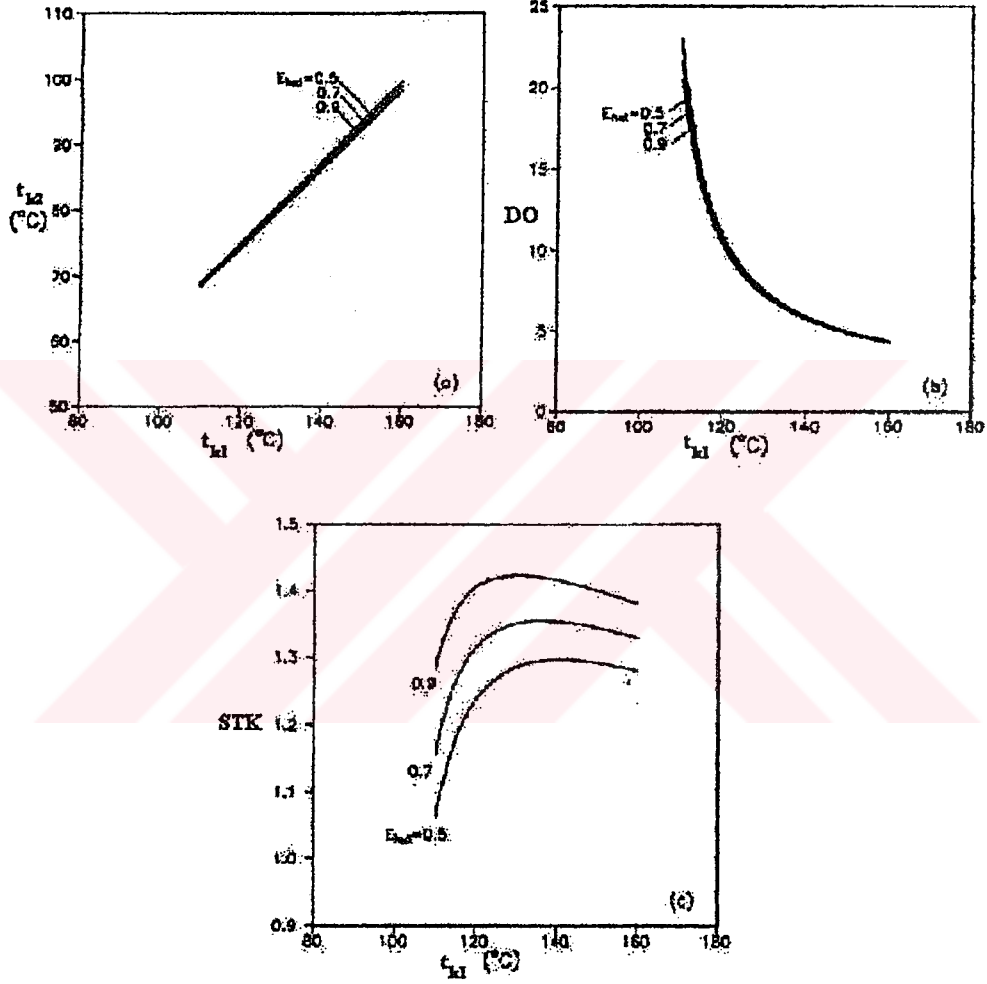
Evaporatör sıcaklığındaki, t_e , artış evaporatör ve absorber basınçlarını artırır ve bu da X_{fe} yi azaltır. Dolayısıyla, t_e -deki artışın etkisi t_a 'daki azalmanın etkisiyle aynıdır. Bu yüzden, herhangi bir t_{k1} için, sırasıyla Şekil 3.24(a)–(d) de görüldüğü gibi, t_e 'deki artışla birlikte t_{k2} ve $Q_{k2,i9}$ dengesi artar, dolaşım oranı azalır ve STK artar.



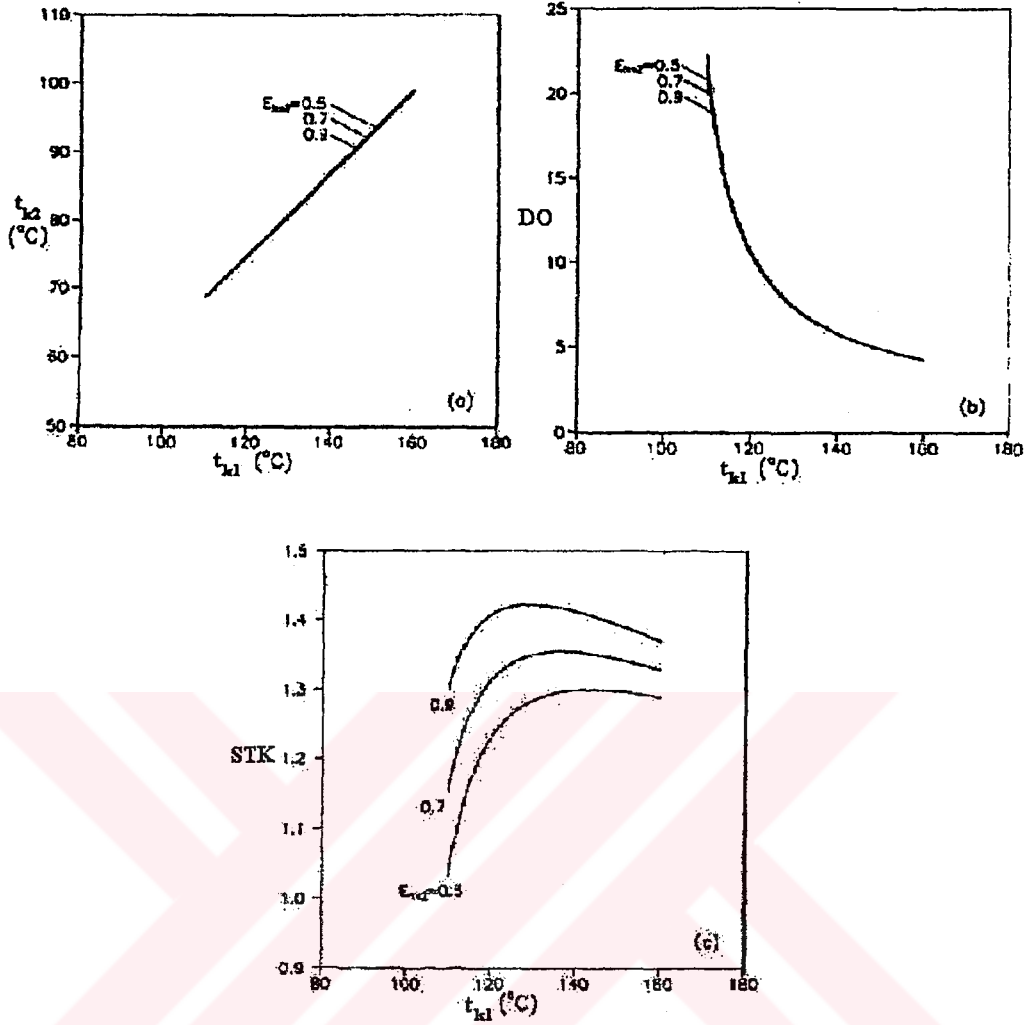
Şekil 3.24 HP kaynatıcısı ve evaporatör sıcaklıklarının sistem performansı üzerindeki etkisi

HP ve LP ısı eşanjörlerinin etkinliğini tesiri sırasıyla Şekil 3.25 ve 3.26'da gösterilmektedir. Belli bir parametre grubu için, HP ısı eşanjörünün yüksek etkinliği Şekil 3.25(c)'de görüldüğü gibi, STK'nın artmasına yol açar. HP ısı eşanjörünün etkinliğinin yüksek olduğu durumlarda, LP kaynatıcısına giren zengin eriyiğin entalpisi düşüktür, dolayısıyla daha fazla ısı gerektirir. Bu yüzden, t_{k2} dengesinin Şekil 3.25(a)'da görüldüğü gibi marjinal düşüş göstermesi ve buna karşılık HP kaynatıcısında üretilen buhar miktarını arttırması ve bir denge durumuna ulaşması gerekir. Fakat

ulaşması gerekir. Fakat zengin eriyik $X_{ze,2}$ 'nin konsantrasyonu t_{k2} düştükçe artar ve Şekil 3.25(b)'den de görülebileceği gibi, DO marjinal artış gösterir. LP ısı eşanjörünün t_{k2} 'deki etkinliğinin etkisi ve DO HP ısı eşanjörüyle karşılaştırıldığında anlamsızdır. Çünkü LP kaynatıcısı üzerindeki etki dolaylıdır.

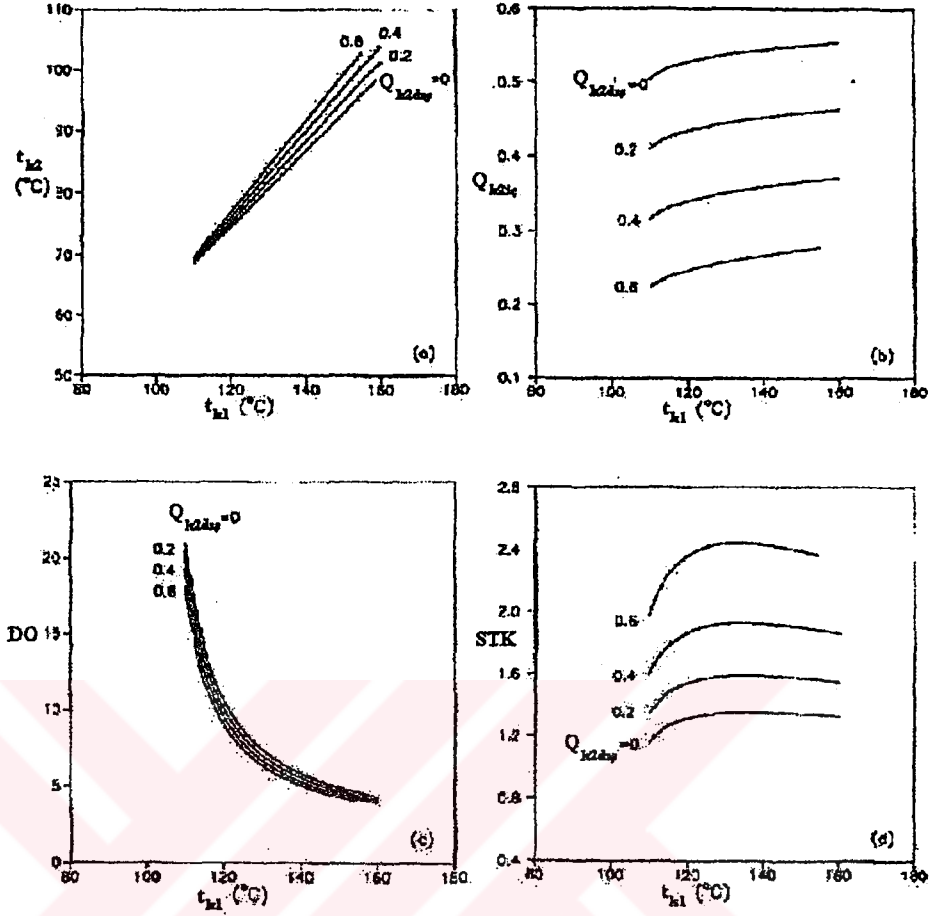


Şekil 3.25 HP kaynatıcısı sıcaklığının ve HP ısı eşanjörü etkinliğinin sistem performansı üzerindeki etkisi.



Şekil 3.26 HP kaynatıcı sıcaklığının ve LP ısı eşanjörü etkinliğinin sistem performansı üzerindeki etkisi.

Bununla birlikte, STK üzerindeki etkisi eşit ölçüde anlamlıdır.



Şekil 3.27 HP kaynatıcı sıcaklığının ve LP kaynatıcısında dış ısı girdisinin sistem performansı üzerindeki etkisi.

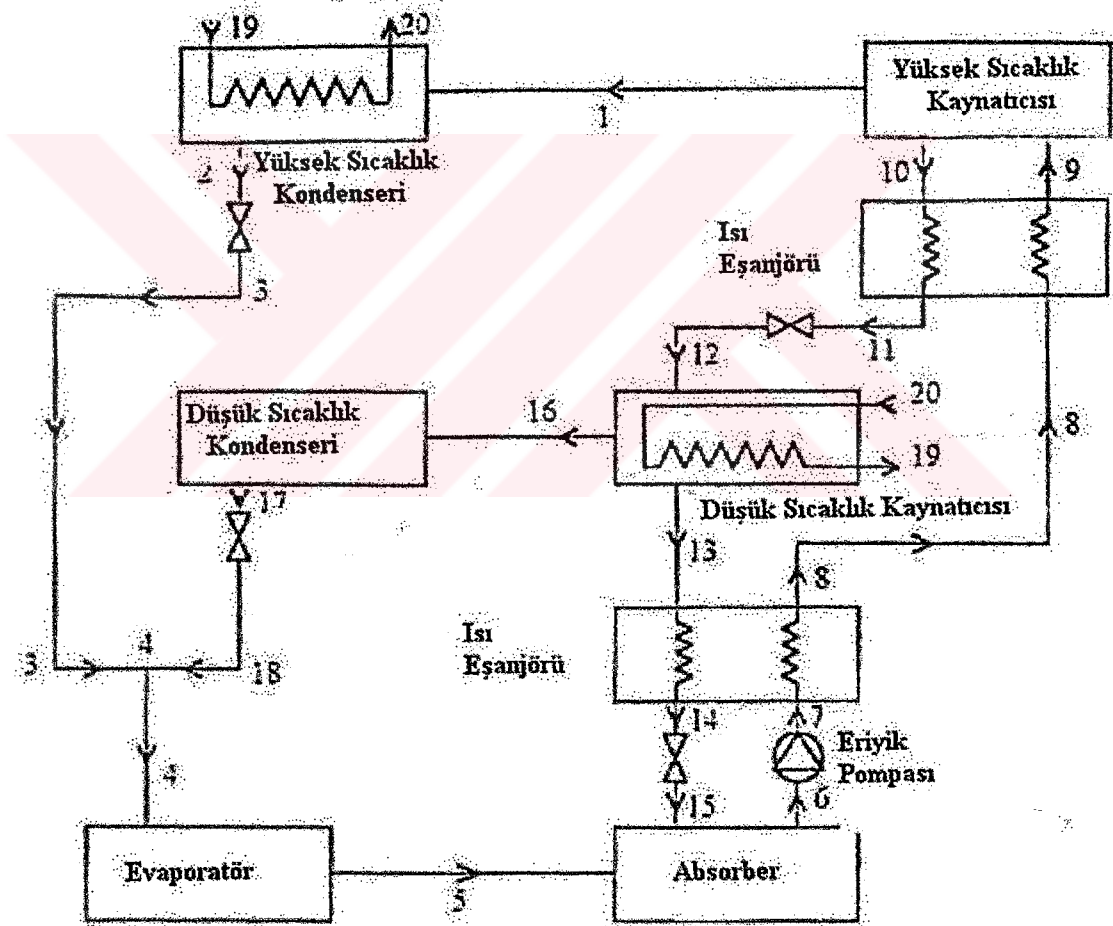
Çift ısılı operasyon modu, düşük dereceli atık ısı veya güneş enerjisinin mevcut olduğu durumlarda çift kademeli seri akışlı absorpsiyon sistemi için düşünülebilir. Bu harici ısı ($Q_{k2,dış}$) LP kaynatıcısında buharı kondense ederek temin edilen dahili ısıyı ($Q_{k2,iç}$) arttırabilir, bu da HP kaynatıcısında temin edilecek yüksek sıcaklıktaki ısı girdisini (Q_{k1}) azaltır. Şekil 3.27 farklı $Q_{k2,dış}$ değerleri için t_{k2} dengesi, $Q_{k2,iç}$, t_{k1} ile DO ve STK varyasyonunu gösterir. Dolayısıyla Şekil 3.27(d)'de görüldüğü gibi, LP kaynatıcısına verilen harici düşük dereceli atık ısı miktarı arttıkça STK (Q_e/Q_{k1} şeklinde tanımlanan) artar. Daha az Q_{k1} , HP kaynatıcısından daha az buhar gelmesi anlamına gelir, dolayısıyla Şekil 3.27(b)'de de görüldüğü gibi, LP kaynatıcısında daha az dahili ısı kullanılacaktır. Bu yüzden sırası-

sırasıyla Şekil 3.27(a) ve (c)'de görüldüğü gibi, dengeli çalışma şartında t_{k2} dengesi artar ve DO marjinal düşüş gösterir (Arun ve ark.2000).

3.11.Çift Kademeli Seri II Akışlı Absorpsiyonlu Sistemler

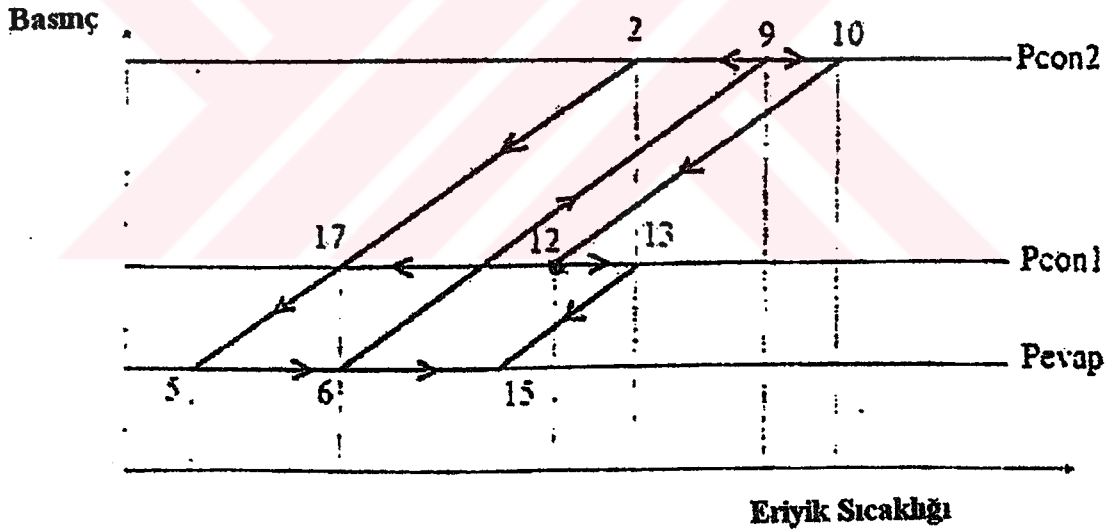
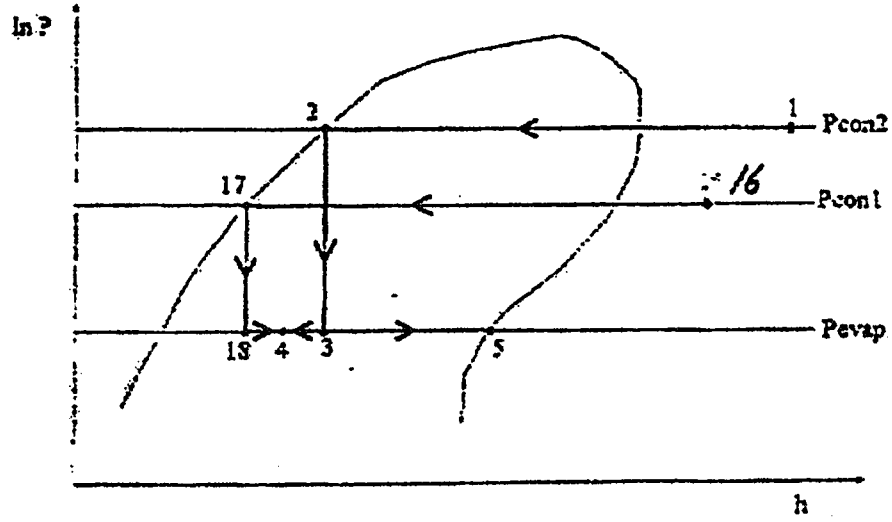
3.11.1.Seri II Akışlı Tip

Tipik Çift Kademeli Seri II Akışlı Absorpsiyon Çevrimi şekil 3.28'de görülmektedir.



Şekil 3.28 Çift Kademeli Seri II Akışlı Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi

Çevrimin basınç-entalpi ve basınç-sıcaklık eğrileri şekil 3.29 da yer almaktadır.



Şekil 3.29 Seri Akışlı çift kademeli absorpsiyon çevrimimin basınç-sıcaklık ve basınç-entalpi diyagramları

3.11.2. Termodinamik Analiz

Soğutma sistemlerinde soğutma kapasiteleri belli olduğu için evaporatörden geçen kütle miktarı bellidir. Bu durumda denklemler seri akışlı sistem için m_5 ile bölünebilir ve sonuçta her bir elemanın kapasitesi m_5 ile çarpılarak gerekli seçimler yapılabilir.

Evaporatör

$$Q_{\text{evap}} = m_5 h_5 - m_4 h_4$$

$$m_5 = m_4$$

$$q_{\text{evap}} = \frac{Q_{\text{evap}}}{m_5} = h_5 - h_4 \quad (3.107)$$

Kondenser 1 (Düşük sıcaklıklı kondenser)

$$Q_{\text{kond1}} = m_{17} h_{17} - m_{16} h_{16}$$

$$m_{16} = m_{17}$$

$$q_{\text{kond1}} = \frac{m_{16}}{m_5} (h_{17} - h_{16}) = \frac{m_{17}}{m_5} (h_{17} - h_{16}) \quad (3.108)$$

Kondenser 2 (Yüksek sıcaklıklı kondenser)

$$Q_{\text{kond2}} = m_2 h_2 - m_1 h_1 \quad \text{ve} \quad m_1 = m_2$$

$$q_{\text{kond2}} = \frac{Q_{\text{kond2}}}{m_5} = \frac{m_1}{m_5} (h_2 - h_1) = \frac{m_2}{m_5} (h_2 - h_1) \quad (3.109)$$

Absorber

$$Q_{\text{abs}} = m_6 h_6 - m_5 h_5 - m_{15} h_{15}$$

$$q_{abs} = \frac{Q_{abs}}{m_5} = \frac{m_6}{m_5} h_6 - h_5 - \frac{m_{15}}{m_5} h_{15}$$

Sürekliлик Denklemi; $m_{15} + m_5 = m_6$

$$\rightarrow \frac{m_{15}}{m_5} + 1 = \frac{m_6}{m_5}$$

$$q_{abs} = \left(\frac{m_{15}}{m_5} + 1 \right) h_6 - h_5 - \frac{m_{15}}{m_5} h_{15}$$

$$q_{abs} = h_6 - h_5 + \frac{m_{15}}{m_5} (h_6 - h_{15}) \quad (3.110)$$

Kaynatıcı 1 (Düşük sıcaklıklı kaynatıcı)

$$Q_{kay1} = m_{16} h_{16} + m_{13} h_{13} - m_{12} h_{12}$$

Sürekliлик Denklemi; $m_{12} = m_{16} + m_{13}$

$$m_{13} = m_{14} = m_{15}$$

$$\frac{m_{12}}{m_5} = \frac{m_{16}}{m_5} + \frac{m_{15}}{m_5}$$

$$q_{kay1} = \frac{m_{16}}{m_5} h_{16} + \frac{m_{15}}{m_5} h_{13} - \frac{m_{12}}{m_5} h_{12}$$

$$= \frac{m_{16}}{m_5} h_{16} + \frac{m_{15}}{m_5} h_{13} - \left(\frac{m_{16}}{m_5} + \frac{m_{15}}{m_5} \right) h_{12}$$

$$q_{kay1} = \frac{m_{16}}{m_5} (h_{16} - h_{12}) + \frac{m_{15}}{m_5} (h_{13} - h_{12}) \quad (3.111)$$

Kaynatıcı 2 (Yüksek sıcaklıklı kaynatıcı)

$$Q_{kay2} = m_1 h_1 + m_{10} h_{10} - m_9 h_9$$

$$\text{Sürekli Denklemi; } m_1 + m_{10} = m_9$$

$$\frac{m_1}{m_5} + \frac{m_{10}}{m_5} = \frac{m_9}{m_5}$$

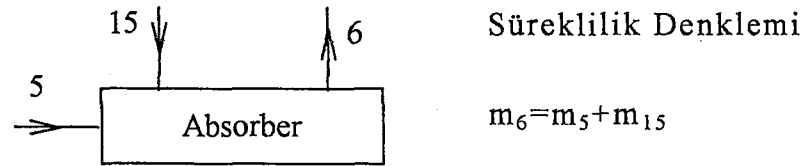
$$Q_{kay2} = \frac{Q_{kay2}}{m_5} = \frac{m_1}{m_5} h_1 + \frac{m_{10}}{m_5} h_{10} - \frac{m_9}{m_5} h_9$$

$$Q_{kay2} = \frac{m_1}{m_5} h_1 + \frac{m_{10}}{m_5} h_{10} - \left(\frac{m_1}{m_5} + \frac{m_{10}}{m_5} \right) h_9$$

$$Q_{kay2} = \frac{m_1}{m_5} (h_1 - h_9) + \frac{m_{10}}{m_5} (h_{10} - h_9) \quad (3.112)$$

Bu denklemler ile gerekli hesaplamaları yapabilmemiz için bazı kütle oranlarının değerlerini bilmemiz gerekmektedir. Bu kütle oranlarını bulabilmek için LiBr dengesi ve süreklilik denklemlerinden yararlanacağız. Seri Akışlı çift kademeli Absorbsiyonu soğutma sistemi hesaplamaları için

$\frac{m_{16}}{m_5}$, $\frac{m_1}{m_5}$, $\frac{m_{15}}{m_5}$, $\frac{m_{10}}{m_5}$ kütle oranlarını bulmamız gerekiyor.

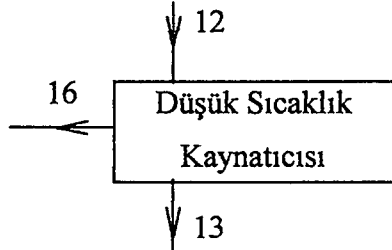


$$\text{LiBr Dengesi; } m_{15} X_{15} = m_6 X_6$$

$$m_{15} X_{15} = (m_5 + m_{15}) X_6$$

$$\boxed{\frac{m_{15}}{m_5} = \frac{X_6}{X_{15} - X_6}}$$

$$(3.113)$$



Süreklilik Denklemi

$$m_{16} + m_{13} = m_{12}$$

LiBr Dengesi;

$$m_{12}X_{12} = m_{13}X_{13}$$

$$(m_{16} + m_{13})X_{12} = m_{13}X_{13}$$

$$\frac{m_{16}}{m_{13}} = \frac{X_{13} - X_{12}}{X_{12}}$$

$$\frac{m_{13}}{m_5} = \frac{m_{15}}{m_5} = \frac{X_6}{X_{15} - X_6}$$

$$\frac{m_{16}}{m_5} = \frac{m_{16}}{m_{13}} \cdot \frac{m_{13}}{m_5} \rightarrow \frac{m_{16}}{m_5} = \left(\frac{X_{13} - X_{12}}{X_{12}} \right) \left(\frac{X_6}{X_{15} - X_6} \right)$$

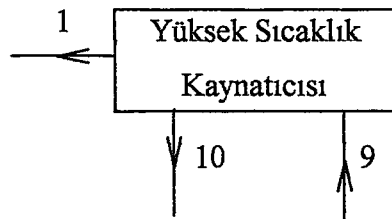
(3.114)

Süreklilik Denklemi; $m_1 + m_{16} = m_5$

$$\frac{m_1}{m_5} + \frac{m_{16}}{m_5} = \frac{m_5}{m_5} \rightarrow \frac{m_1}{m_5} = 1 - \frac{m_{16}}{m_5}$$

$$\frac{m_1}{m_5} = 1 - \left[\left(\frac{X_{13} - X_{12}}{X_{12}} \right) \left(\frac{X_6}{X_{15} - X_6} \right) \right]$$

(3.115)



Süreklilik Denklemi

$$m_{10} + m_1 = m_9$$

LiBr Dengesi; $m_{10}X_{10} = m_9X_9$

$$m_{10}X_{10} = (m_{10} + m_1)X_9$$

$$\frac{m_{10}}{m_1} = \frac{x_9}{x_{10} - x_9}$$

$$\frac{m_{10}}{m_5} = \frac{m_{10}}{m_1} \cdot \frac{m_1}{m_5}$$

$$\frac{m_{10}}{m_5} = \left(\frac{X_9}{X_{10} - X_9} \right) \left[1 - \left[\left(\frac{X_{13} - X_{12}}{X_{12}} \right) \left(\frac{X_6}{X_{15} - X_6} \right) \right] \right] \quad (3.116)$$

$$STK = \frac{q_{evap}}{q_{kay2}} \quad (3.117)$$

3.11.3. Çift Kademeli Seri Akışlı Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi için Sayısal Bir Örnek

Yüksek Sıcaklık Kondenser sıcaklığı 80 °C

Düşük sıcaklık kondenser sıcaklığı 30 °C

Evaporatör sıcaklığı 10 °C ve

Yüksek sıcaklık kaynatıcısı sıcaklığı 130 °C olan bir sistem için;

$T_{evap} = 10$ °C'ye karşılık gelen doyma basıncı $P_{evap} = 1,2270$ kPa

$T_{kond 1} = 30$ °C ye karşılık gelen doyma basıncı $P_{kond 1} = 4.241$ kPa

$K_{kond 2} = 80$ °C ye karşılık gelen doyma basıncı $P_{kond 2} = 47.36$ kPa

Termodinamik Tablo ve Korelasyonları kullanarak, ilgili durum noktalarındaki entalpiler

$h_1 = 2741,1$ kJ/kg, $h_2 = h_3 = 334,92$ kJ/kg, $h_5 = 2519,9$ kJ/kg,

$h_6 = 60$ kJ/kg, $h_9 = 235$ kJ/kg, $h_{10} = 285$ kJ/kg, $h_{12} = 175$ kJ/kg

$$h_{13}=205 \text{ kJ/kg}, h_{15}=165 \text{ kJ/kg}, h_{16}= 2682,6 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{17}=h_{18}=125,66 \text{ kJ/kg bulunur.}$$

h_4 için karışım odası prensibi, enerji dengesi, (3.115) ve (3.114) kullanılarak $h_4=285,33 \text{ kJ/kg}$ bulunur.

$$\text{Eşitlik (3.107) den } q_{\text{evap}}= 2234,57 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Eşitlik (3.108) den } q_{\text{kond 1}}= -606 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Eşitlik (3.109) dan } q_{\text{kond 2}}= -1836 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Eşitlik (3.110) ve (3.113) kullanılarak } q_{\text{abs}}= -2827 \text{ kJ/kg bulunur.}$$

$$\text{Eşitlik (3.111) , (3.113) ve (3.114) kullanılarak } q_{\text{kay1}}= 700 \text{ kJ/kg}$$

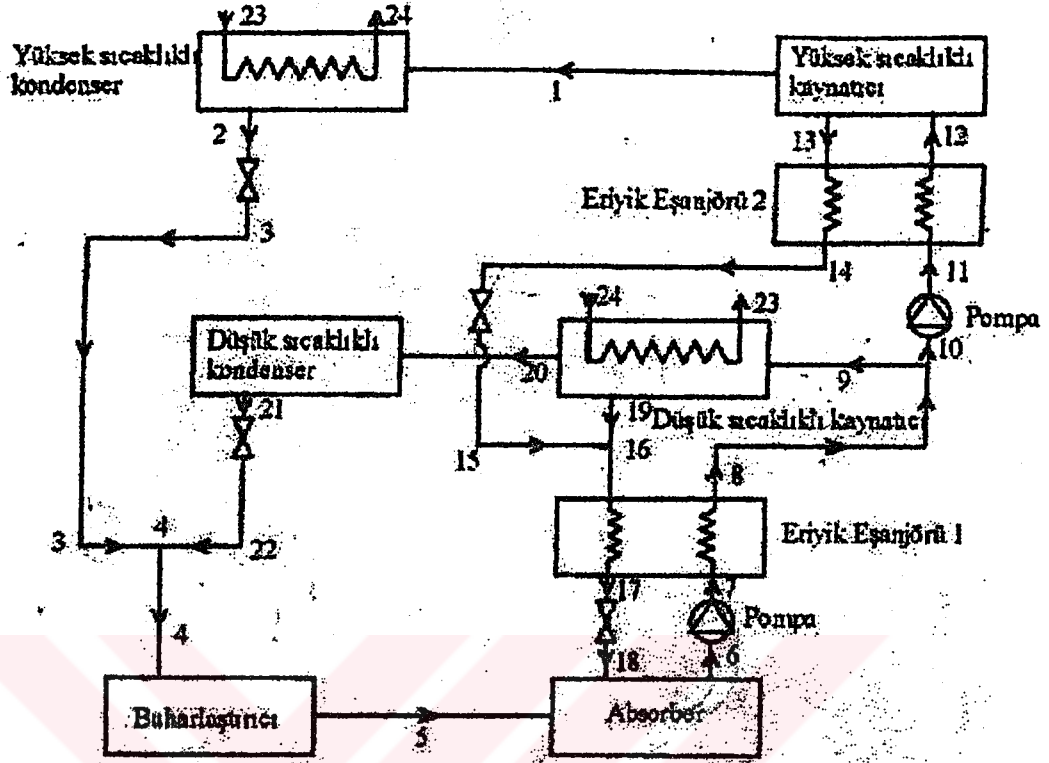
$$\text{Eşitlik (3.112), (3.115) ve (3.116) kullanılarak } q_{\text{kay2}}= 2099 \text{ kJ/kg}$$

bulunur.

$$\text{Eşitlik (3.117) den } \text{STK} = 1.06 \text{ bulunur.}$$

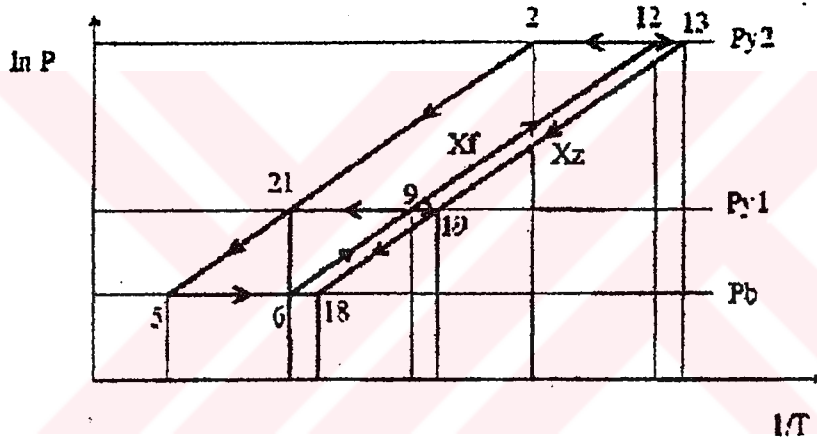
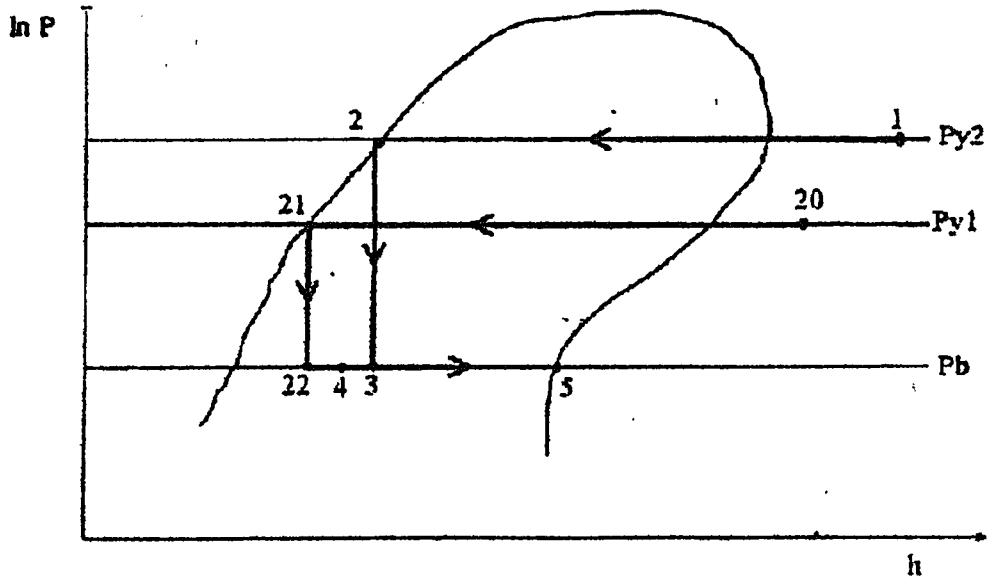
3.12. Paralel Akışlı Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi

Tipik Çift Kademeli Paralel Akışlı Absorpsiyon çevrimi Şekil 3.30'da görülmektedir.



Şekil 3.30 Paralel Akışlı Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi

Çevrimin basınç-entalpi ve basınç-sıcaklık eğrileri şekil 3.31 de yer almaktadır.



Şekil 3.31 Paralel Akışlı Çift Kademeli Absorpsiyon çevriminin basınç-sıcaklık ve basınç-entalpi diyagramları

3.12.1. Termodinamik Analiz

Soğutma sistemlerinde soğutma kapasiteleri belli olduğu için evaporatörden geçen kütle miktarı bellidir. Bu durumda denklemler paralel akışlı sistem için m_5 ile bölünebilir ve sonuçta her bir elemanın kapasitesi m_5 ile çarpılarak gerekli seçimler yapılabilir.

Eveparatör

$$Q_{\text{evap}} = m_5 h_5 - m_4 h_4$$

$$m_5 = m_4$$

$$q_{\text{evap}} = \frac{Q_{\text{evap}}}{m_5} = h_5 - h_4 \quad (3.118)$$

Kondenser 1

$$Q_{\text{kond 1}} = m_{21} h_{21} - m_{20} h_{20}$$

$$m_{20} = m_{21}$$

$$q_{\text{kond1}} = \frac{Q_{\text{kond1}}}{m_5} = \frac{m_{20}}{m_5} (h_{21} - h_{20}) \quad (3.119)$$

Kondenser 2

$$Q_{\text{kond2}} = m_2 h_2 - m_1 h_1 \quad \text{ve} \quad m_2 = m_1$$

$$q_{\text{kond2}} = \frac{Q_{\text{kond2}}}{m_5} = \frac{m_1}{m_5} (h_2 - h_1) \quad (3.120)$$

Absorber

$$Q_{\text{abs}} = m_6 h_6 - m_5 h_5 - m_{18} h_{18}$$

$$q_{\text{abs}} = \frac{Q_{\text{abs}}}{m_5} = \frac{m_6}{m_5} h_6 - h_5 - \frac{m_{18}}{m_5} h_{18}$$

$$\text{Sürekli Denklemi; } m_5 + m_{18} = m_6$$

$$\Rightarrow 1 + \frac{m_{18}}{m_5} = \frac{m_6}{m_5}$$

$$\Rightarrow q_{\text{abs}} = \left(\frac{m_{18}}{m_5} + 1 \right) h_6 - h_5 - \frac{m_{18}}{m_5} h_{18}$$

$$\Rightarrow q_{\text{abs}} = h_6 - h_5 + \frac{m_{18}}{m_5} (h_6 - h_{18}) \quad (3.121)$$

Kaynacı 1

$$Q_{\text{kay1}} = m_{20} h_{20} + m_{19} h_{19} - m_9 h_9$$

$$\text{Sürekli Denklemi; } m_9 = m_{20} + m_{19}$$

$$\frac{m_9}{m_5} = \frac{m_{20}}{m_5} + \frac{m_{19}}{m_5}$$

$$\Rightarrow q_{\text{kay1}} = \frac{Q_{\text{kay1}}}{m_5} = \frac{m_{20}}{m_5} h_{20} + \frac{m_{19}}{m_5} h_{19} - \frac{m_9}{m_5} h_9$$

$$\Rightarrow q_{\text{kay1}} = \frac{m_{20}}{m_5} h_{20} + \frac{m_{19}}{m_5} h_{19} - \left(\frac{m_{20}}{m_5} + \frac{m_{19}}{m_5} \right) h_9$$

$$\Rightarrow q_{\text{kay1}} = \frac{m_{20}}{m_5} (h_{20} - h_9) + \frac{m_{19}}{m_5} (h_{19} - h_9) \quad (3.122)$$

Kaynacı 2

$$Q_{\text{kay2}} = m_{13} h_{13} + m_1 h_1 - m_{12} h_{12}$$

$$\text{Sürekli Denklemi; } m_{13} + m_1 = m_{12}$$

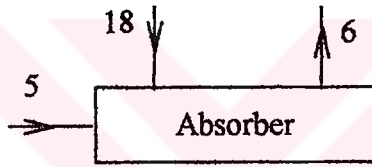
$$\Rightarrow \frac{m_{12}}{m_5} = \frac{m_{13}}{m_5} + \frac{m_1}{m_5}$$

$$\Rightarrow q_{\text{kay2}} = \frac{Q_{\text{kay2}}}{m_5} = \frac{m_{13}}{m_5} h_{13} + \frac{m_1}{m_5} h_1 - \frac{m_{12}}{m_5} h_{12}$$

$$\Rightarrow q_{\text{kay2}} = \frac{m_{13}}{m_5} h_{13} + \frac{m_1}{m_5} h_1 - \frac{m_{13}}{m_5} h_{12} - \frac{m_1}{m_5} h_{12}$$

$$\Rightarrow q_{\text{kay2}} = \frac{m_{13}}{m_5} (h_{13} - h_{12}) + \frac{m_1}{m_5} (h_1 - h_{12}) \quad (3.123)$$

Bu denklemler ile gerekli hesaplamaları yapabilmemiz için bazı kütle oranlarının değerlerini bilmemiz gerekmektedir. Bu kütle oranlarını bulabilmek için LiBr dengesi ve süreklilik denklemlerinden yararlanacağız. Paralel akışlı çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi hesaplamaları için $\frac{m_{20}}{m_5}$, $\frac{m_1}{m_5}$, $\frac{m_{18}}{m_5}$, $\frac{m_{19}}{m_5}$ ve $\frac{m_{13}}{m_5}$ kütle oranlarını bulmak gerekir.



Süreklilik Denklemi;

$$m_6 = m_{18} + m_5$$

LiBr Dengesi; $m_{18} X_{18} = m_6 X_6$

$$m_{18} X_{18} = (m_{18} + m_5) X_6$$

$$\boxed{\frac{m_{18}}{m_5} = \frac{X_6}{X_{18} - X_6}}$$

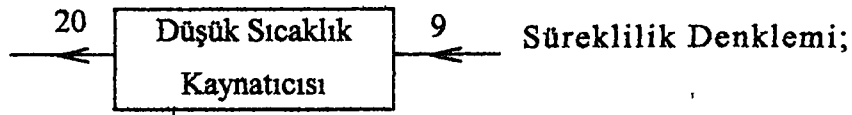
(3.124)

Süreklilik Denklemi; $m_1 + m_{20} = m_5$

$$m_1 = m_{20}$$

$$2m_1 = m_5 \left\{ \begin{array}{l} \boxed{\frac{m_1}{m_5} = \frac{1}{2}} \end{array} \right. \quad (3.125)$$

$$2m_{20} = m_5 \left\{ \begin{array}{l} \boxed{\frac{m_{20}}{m_5} = \frac{1}{2}} \end{array} \right. \quad (3.126)$$



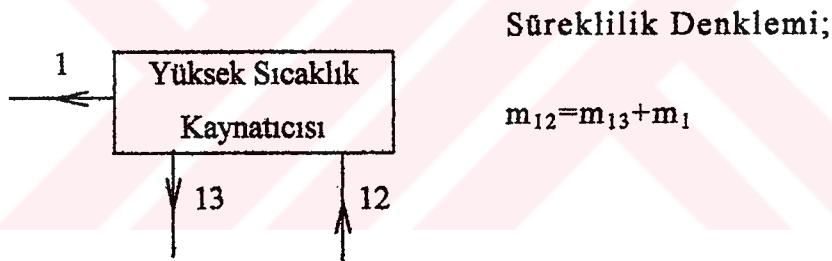
LiBr Dengesi; $m_9 X_9 = m_{19} X_{19}$

$$(m_{20} + m_{19}) X_9 = m_{19} X_{19}$$

$$\Rightarrow \frac{m_{19}}{m_{20}} = \frac{X_9}{X_{19} - X_9} \text{ ve } m_1 = m_{20} \quad \Rightarrow \quad \frac{m_{19}}{m_1} = \frac{X_9}{X_{19} - X_9}$$

$$\frac{m_{19}}{m_5} = \frac{m_1}{m_5} \cdot \frac{m_{19}}{m_1}$$

$$\Rightarrow \frac{m_{19}}{m_5} = \frac{1}{2} \left(\frac{X_9}{X_{19} - X_9} \right) \quad (3.127)$$



LiBr Dengesi; $m_{13} X_{13} = m_{12} X_{12}$

$$m_{13} X_{13} = (m_{13} + m_1) X_{12}$$

$$\frac{m_{13}}{m_1} = \frac{X_{12}}{X_{13} - X_{12}}$$

$$\frac{m_{13}}{m_5} = \frac{m_{13}}{m_1} \cdot \frac{m_1}{m_5} \quad \Rightarrow \quad \frac{m_{13}}{m_5} = \frac{1}{2} \left(\frac{X_{12}}{X_{13} - X_{12}} \right) \quad (3.128)$$

3.12.2. Çift Kademeli Paralel Akışlı Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi İçin Sayısal Bir Örnek

Yüksek Sıcaklık Kondenser Sıcaklığı 80 °C

Düşük Sıcaklık Kondenser Sıcaklığı 30 °C

Evaporatör Sıcaklığı 10 °C ve

Yüksek sıcaklık kaynatıcısı sıcaklığı 130 °C olan bir sistem için;

$T_{\text{evap}} = 10$ °C'ye karşılık gelen doyma basıncı $P_{\text{evap}} = 1,2270$ kPa

$T_{\text{kond1}} = 30$ °C ye karşılık gelen doyma basıncı $P_{\text{kond1}} = 4.241$ kPa

$K_{\text{kond2}} = 80$ °C ye karşılık gelen doyma basıncı $P_{\text{kond2}} = 47.36$ kPa

bulunur.

Termodinamik Tablo ve Korelasyonlar kullanarak, ilgili durum noktalarındaki entalpiler;

$h_1 = 2741,1$ kJ/kg, $h_2 = h_3 = 334,92$ kJ/kg, $h_5 = 2519,9$ kJ/kg,

$h_6 = 60$ kJ/kg, $h_9 = 110$ kJ/kg, $h_{12} = 235$ kJ/kg, $h_{13} = 285$ kJ/kg

$h_{18} = 125$ kJ/kg, $h_{19} = 175$ kJ/kg, $h_{20} = 2682,6$ kJ/kg, $h_{21} = h_{22} = 125,66$ kJ/kg

okunur.

h_4 için karışım odası prensibi, enerji dengesi, (3.125) ve (3.126) kullanılarak $h_4 = 230,29$ kJ/kg bulunur.

Eşitlik (3.118) den $q_{\text{evap}} = 2289,61$ kJ/kg

Eşitlik (3,119) ve (3.126)'dan $q_{\text{kond 1}} = -1278,47$ kJ/kg

Eşitlik (3.120) ve (3.125)'ten $q_{\text{kond 2}} = -1203,09$ kJ/kg

Eşitlik (3.121) ve (3.124)'ten $q_{\text{abs}} = -2778,4$ kJ/kg

Eşitlik (3.122), (3.126) ve (3.127)'den $q_{\text{kay1}} = 1445,55$ kJ/kg

Eşitlik (3.123), (3.125) ve (3.128)'den $q_{\text{kay2}} = 1375,55$ kJ/kg

Eşitlik (3.117) den $\text{STK} = 1.66$ bulunur.

3.13. Çift Kademeli Paralel Akışlı ve Seri Akışlı Su-Lityum bromür Absorpsiyon Sistemleri Performans Karşılaştırması

Çalışma sıvısı olarak su-lityum bromürün kullanıldığı çift kademeli paralel akışlı absorpsiyon soğutma çevrimi, düşük basınçlı kaynatıcıda denge sıcaklığı tabanında analiz edilmiştir. Performans katsayısı (STK) ve bu katsayının çalışma koşullarına hassasiyeti, seri akışlı çevrimlerin performans katsayısı ve hassasiyetiyle karşılaştırılmıştır. Paralel akışlı çevrim için elde edilebilir maksimum STK, burada ele alınan çalışma şartları dahilinde seri akışlı çevrim için elde edilebilir olandan daha büyüktür. Paralel akışlı sistemin performansı, düşük basınçlı ısı eşanjörünün etkinliğine seri akışlı sistemden daha hassastır.

Çift kademeli absorpsiyon soğutma döngüleri, performansı arttırmakta ve tek kademeli çevrimlerin yüksek sıcaklıkta ısı kaynaklarından etkili şekilde yararlanamama problemini aşmakta önemli katkılara sahiptir. Literatürde, çalışma sıvısı olarak su-lityum bromürün kullanıldığı çift kademeli seri ve paralel akışlı çevrimleri konu alan sayısız analiz mevcuttur. Bu raporların amacı işletme değişkenlerin etkisini araştırmak olmakla birlikte alçak basınç kaynatıcısında mevcut denge sıcaklığını ve konsantrasyonunu göz önüne almamışlardır. Bu parametreler, çift kademeli seri akışlı su-lityum bromür absorpsiyon soğutma sistemi performansının gerçekçi termodinamik tahminleri açısından büyük önem taşımaktadır.

Bir çalışma parametreleri grubu için geçerli olan denge sıcaklığı LP kaynatıcısındaki enerji dengesi tabanında tahmini olarak belirlenir ve sistem performansı bu sıcaklıkta kestirilir. Bu çalışmada, benzer bir analiz paralel akışlı çevrimi kapsayacak şekilde genişletilmiş ve performansı seri akışlı çevrimin performansıyla karşılaştırılmıştır.

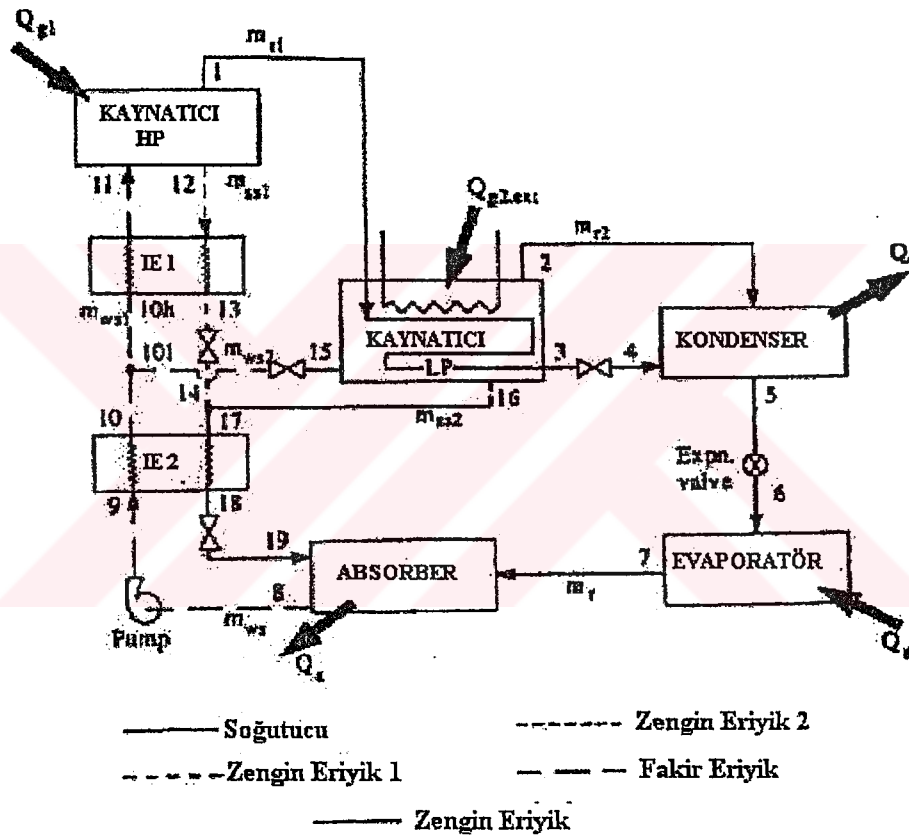
3.13.1. Teorik Analiz

Şekil 3.32 bilinen çift kademeli paralel akışlı buhar absorpsiyon soğutma şemasını içermektedir. Paralel akışlı çevrimin temel özelliği

absorberden pompalanan eriyiğin LP ısı eşanjörünün çıkışında bölünmesi ve ayrı ayrı HP ve LP kaynatıcılara gönderilmesidir.

Hesaplamalara, HP kaynatıcısına pompalanan fakir eriyiğin, absorberden gelen tüm eriyiğin oranı olarak da tanımlanan dağılım oranı dahil edilmiştir. Dolayısıyla;

$$D = \frac{m_{fe1}}{m_{fe}} \quad (3.129)$$



Şekil 3.32 Çift kademeli paralel akışlı absorpsiyon sisteminin şeması

Evaporatördeki bir enerji dengesiyle elde edilen soğutucunun kütleli akış oranı;

$$m_r = \frac{Q_e}{(h_7 - h_6)} \quad (3.130)$$

Absorbere giren zengin eriyik konsantrasyonu, dağılım oranı ve iki kaynatıcının çıkışındaki zengin eriyik konsantrasyonu açısından, kütle ve malzeme dengesiyle şöyle ifade edilir:

$$X_{s5} = \frac{1}{\left[\frac{D}{1 - X_{ze1}} \right] + \left[\frac{1 - D}{1 - X_{ze2}} \right]} \quad (3.131)$$

Dolaşım oranı şöyle tanımlanır:

$$DO = \frac{m_{fe}}{m_r} = \frac{X_{ze}}{X_{ze} - X_{fe}} \quad (3.132)$$

HP ve LP kaynatıcılarına giren fakir eriyiğin kütleli akış oranları şu şekildedir:

$$m_{fe1} = m_{fe} D \quad (3.133)$$

$$m_{fe2} = m_{fe} - m_{fe1} \quad (3.134)$$

HP kaynatıcısı boyunca geçerli olan enerji dengesi kullanılarak, HP kaynatıcısından çıkan ara eriyik ve soğutucu kütleli akış oranları sırasıyla şu şekilde hesaplanır:

$$m_{ze1} = m_{fe1} \frac{X_{fe}}{X_{ze1}} \quad (3.135)$$

$$m_{r1} = m_{fe1} - m_{ze1} \quad (3.136)$$

Benzer bir şekilde, LP kaynatıcısı boyunca geçerli olan dengeden yararlanarak, şu sonuca varırız:

$$m_{ze2} = m_{fe2} \frac{X_{fe}}{X_{ze2}} \quad (3.137)$$

$$m_{r2} = m_{fe2} - m_{ze2} \quad (3.138)$$

Mevcut olduğu durumlarda düşük dereceli atık ısı, paralel akış çevriminde doğrudan LP kaynatıcısına verilebilir. LP kaynatıcısı

çıkışındaki akış entalpisi enerji dengesinden yararlanılarak şu şekilde bulunur:

$$h_3 = \left[\frac{Q_{k2,dış} + m_{r1}h_1 + m_{fe2}h_{15} - m_{ze2}h_{16} - m_{r2}h_2}{m_{r1}} \right] \quad (3.139)$$

HP kaynatıcısından gelen buhar HP kaynatıcısına verilen enerjinin kullanımını maksimize etmek için LP kaynatıcısında tamamen kondense edilmelidir. Dolayısıyla, durum noktası 3. deki akışın kuruluk oranı sıfırdır.

Bu yüzden;

$$\varepsilon_3 = \frac{(h - h_{doy,sıv})_3}{(d_{doy,buhar} - h_{doy,sıv})_3} = 0 \quad (3.140)$$

HP ve LP ısı eşanjörlerinin etkinliği gerçek ısı transferinin olası en yüksek ısı transferine oranı olarak tanımlanır. Dolayısıyla;

$$E_{HP} = \frac{t_{k1} - t_{13}}{t_{k1} - t_{10h}} \quad (3.141)$$

$$E_{LP} = \frac{t_{17} - t_{18}}{t_{17} - t_9} \quad (3.142)$$

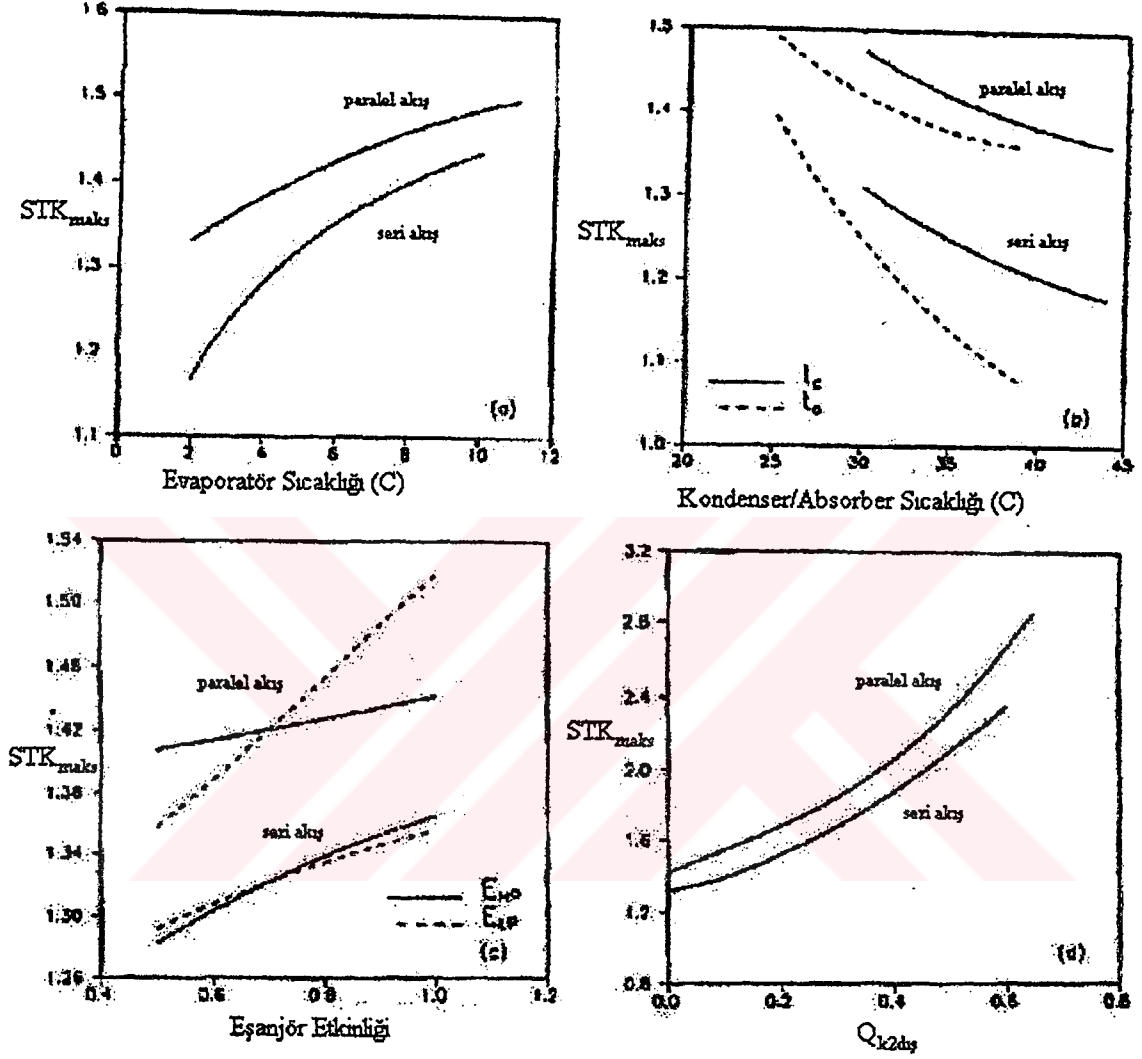
HP kaynatıcısı boyunca enerji dengesi şu sonucu verir:

$$Q_{k1} = m_{r1}h_1 + m_{fe1}h_{12} - m_{ze1}h_{11} \quad (3.143)$$

Mevcut çalışma şartları altında, pratik sistem dengelenmiş bir çalışma şartına ulaşır ve STK her dağılım oranında hesaplanabilir. Fakat, D optimum değerinde, STK maksimum değerdedir. Dolayısıyla, maksimum STK şu şekilde hesaplanır:

$$STK_{max} = \frac{Q_e}{Q_{k1}} \quad (3.144)$$

LP kaynatıcısına haricen verilmesi durumunda düşük dereceli atık ısının serbestçe elde edilebilir olduğu varsayılır ve eşitlik (3.144)'ün paydasında yer almaz.

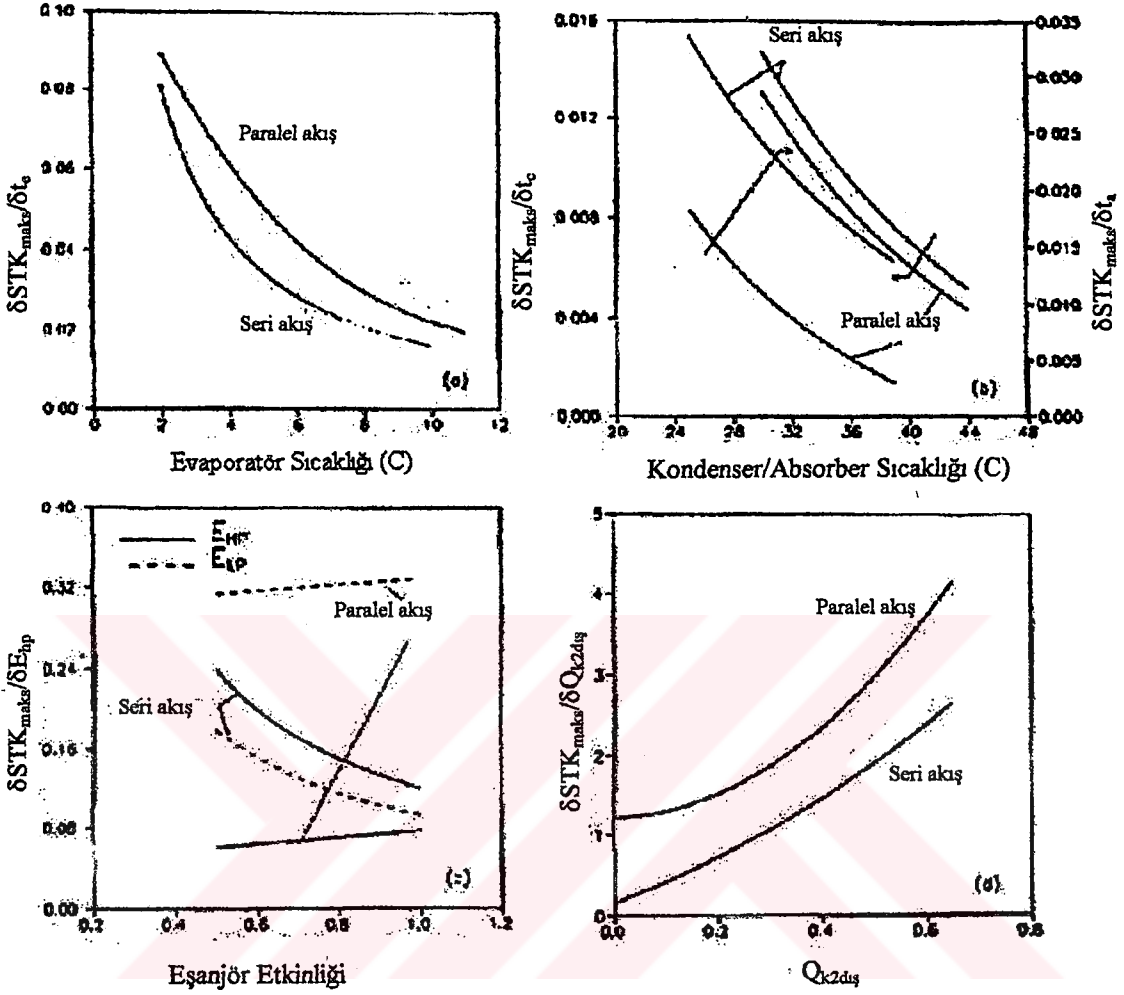


Şekil 3.33 Seri akışlı ve paralel akışlı sistemlerin karşılaştırılması işletme değişkenlerinin maksimum STK üzerindeki etkisi

Şekil 3.33 hem paralel hem de seri akışlı çevrimler için, evaporatör sıcaklığındaki yükselmeye birlikte görülen STK artışlarını, ısı eşanjörlerinin ve harici ısı girişinin etkinliğini ve kondenser ve absorber sıcaklıklarındaki düşüşü gösterir. Şekle göre, paralel akışlı çevrimler için elde edilebilir maksimum STK, tüm parametre dizileri boyunca seri akışlı döngüler için elde edilebilir maksimum STK'dan yüksektir. Bunun nedeni,

seri akışlı çevrim durumundaki tüm eriyiğe karşılık, paralel akışlı çevrimin eriyik devresindeki akış bölünmesi nedeniyle HP ısı eşanjöründen sadece bir solüsyon oranının geçmesidir. Dolayısıyla, seri akışlı çevrimin HP ısı eşanjöründeki geri kazanılamayan ısı daha fazla ve böylece STK daha düşüktür.

Şekil 3.34, şekil 3.33'de görülen eğrilerin eğimini verir ve maksimum STK'nın ilgili işletme parametrelerindeki değişikliğe hassasiyetini (değişim oranı) gösterir. Maksimum STK'daki artış oranı, evaporatör, kondenser ve absorberdeki düşük sıcaklık derecelerinde daha yüksektir. Şekil 3.34(a) ve (b) birlikte, STK'nın t_e 'ye t_a ve t_y 'ye olduğundan daha hassas olduğunu gösterirler. Şekil 3.34(c), paralel akışlı çevrim için büyük bir LP ısı eşanjörü kullanılması gerektiğini öne sürerken, seri akışlı çevrim için ise büyük bir HP ısı eşanjörünün avantajlı olduğunu göstermektedir, çünkü STK ilgili etkinliğe daha hassastır. Çift ısılı operasyon modunda LP kaynatıcısına verilen atık ısının serbest olduğu varsayıldığından, $Q_{k2,dış}$ (Şekil 3.33(d)) miktarı arttıkça STK da gözle görülür biçimde artacaktır ve Şekil 3.34(d)'de gösterildiği gibi yüksek hassasiyetli olacaktır.



Şekil 3.34 Seri akışlı ve paralel akışlı sistemlerin karşılaştırılması işletme değişkenlerinin performans üzerindeki hassasiyeti.

3.14. Lityum Bromür-Su Çifti ile Çalışan Tek ve Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması

3.14.1. Tek Kademeli Çevrim

Lityum bromür-su çifti kullanan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibi aşağıda belirtildiği gibidir; absorberden çıkan ve bir pompa vasıtasıyla ısı eşanjöründen geçerek ısınan lityum bromür bakımından fakir eriyik kaynatıcıya gelir. Kaynatıcıda, dışarıdan verilen

ısıyla, soğutucu akışkanın bir kısmı buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak kaynatıcıyı terk eden soğutucu buharı, yoğuşturucuya girer. Kaynatıcıda eriyik içinden soğutucu buharının ayrılmasıyla lityum bromür bakımından zenginleşen eriyik (zengin eriyik), ısı eşanjöründe, fakir eriyiğe ısı verdikten sonra absorbere geri döner. Kaynatıcıdan buharlaşarak yoğuşturucuya giden soğutucu buharı burada yoğuşarak dışarıya ısı atar. Yoğuşma basıncı, izafi olarak buharlaşma basıncından büyüktür. Basınç kayıpları düşünülmezse, kaynatıcı yoğuşturucu basıncında, absorber ise buharlaştırıcı basıncındadır. Yoğuşturucudan doymuş sıvı olarak çıkan soğutucu akışkan, kısılma vanasından geçerek buharlaştırıcı basıncına kadar genişir ve burada buharlaşarak buharlaşma için gerekli ısıyı soğutulan ortamdan çeker. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan absorbere girer. Absorberde, ısı eşanjöründen geçirilip fakir eriyiğe ısı verdikten sonra bir kısılma vanası yardımıyla absorbere gelen zengin eriyik, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu buharını yutar (absorbe eder). Absorpsiyon işleminin iyi bir şekilde gerçekleşmesi için, absorberden ısı alınması gerekir. Absorber içinde tekrar lityum bromür bakımından fakir hale gelen eriyik (fakir eriyik), bir pompa vasıtasıyla tekrar kaynatıcıya gönderilir. Verimi arttırmak için, absorberden kaynatıcıya gönderilen fakir eriyik, kaynatıcıdan dönen zengin eriyik tarafından bir ısı eşanjöründe ısıtılır.

Şekil 3.2'de gösterilen tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin $\ln p/h$ ve basınç-sıcaklık diyagramları Şekil 3.3'de gösterilmiştir.

3.14.2. Çift Kademeli Sistem

Çift kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin kullanılmasındaki ana gaye, yüksek sıcaklıklı bir ısı kaynağı söz konusu olduğunda tek kademeli bir sistemde mümkün olabilen maksimum soğutma tesir katsayısı (STK)'ndan daha yüksek bir değer elde etmektir.

Çift kademeli sistemin çalışma prensibi, kondenserden atılan ısıyla ekstra bir kaynatıcının beslenmesi ve böylece ilave bir ısı kullanılmadan

buharlaşan ve soğutma devresine giden soğutucu akışkan miktarının ikiye katlanması esasına dayanır. Çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi bu sebeple iki kaynatıcı ve iki kondensere sahiptir. Düşük sıcaklıklı kaynatıcı, yüksek sıcaklıklı kondenserden alınan ısı enerjisi ile beslenir. Çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri, absorberden çıkan lityum bromür bakımından fakir olan eriyiğin kaynatıcılara sirkülasyonu bakımından seri akışlı ve paralel akışlı olmak üzere iki grup altında incelenebilirler. Seri akışlı çift kademeli sistem ise fakir eriyiğin izlediği yola göre,

- Seri akışlı 1 (absorber-düşük sıcaklıklı kaynatıcı-yüksek sıcaklıklı kaynatıcı - absorber)

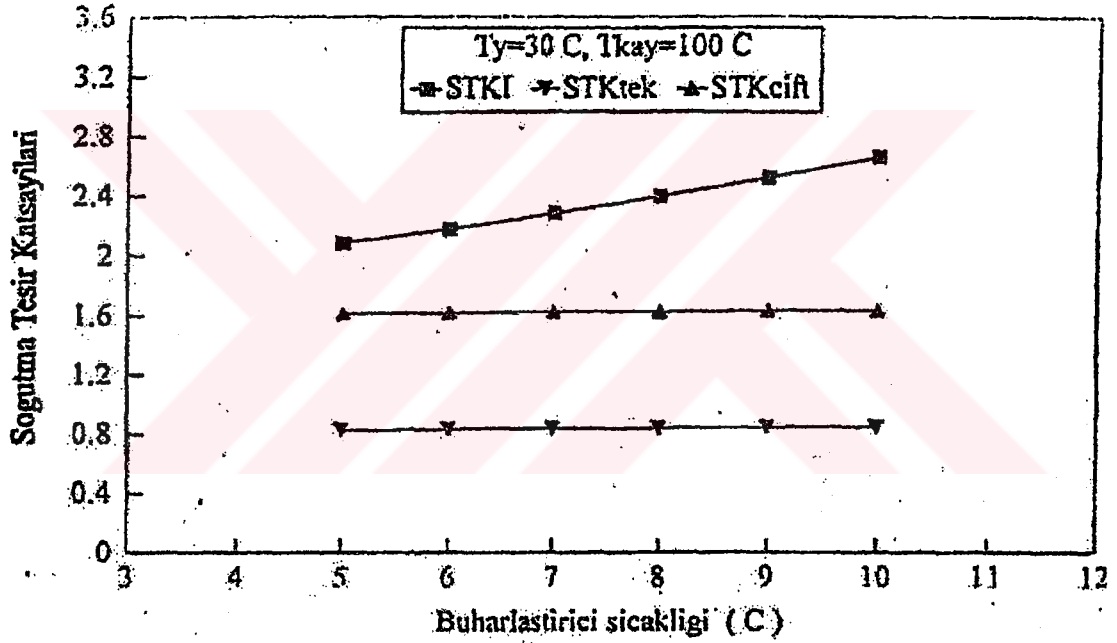
- Seri akışlı 2 (absorber-yüksek sıcaklıklı kaynatıcı-düşük sıcaklıklı kaynatıcı - absorber)

olmak üzere iki çeşittir. Paralel akışlı çift kademeli sistemde ise absorberden çıkan fakir eriyik iki kısma ayrılarak her iki kaynatıcıyı da besler.

Bu çalışma pratikte yaygın olarak kullanım alanı bulunması bakımından lityum bromür-su eriyiği kullanan paralel akışlı çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerinde yoğunlaşacaktır. Şekil 3.30'da şematik olarak gösterilen bu sistemin çalışma prensibi tek kademeli sistem ile aynı olup, farklılıklar olarak iki adet kaynatıcı, iki adet kondenser, iki adet eriyik eşanjörü ve iki adet eriyik pompasına sahip olmasının yanında absorberden çıkan lityum bromür bakımından fakir olan eriyiğin ikiye ayrılarak her iki kaynatıcıyı da aynı anda beslemesi sayılabilir. Şekil 3.30'da şematik olarak gösterilen paralel akışlı çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin InP-h ve Basınç-Sıcaklık diyagramları Şekil 3.31'de gösterilmiştir.

3.14.3. Tek ve Çift Kademeli Sistemlerin Karşılaştırılması

Bu iki sistemin bir karşılaştırmasını yapabilmek için, sistem performansına etki eden ana parametreler, lityum bromür-su eriyiği kullanan tek ve paralel akışlı çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri için incelenmiştir. Bu ana parametreler; kaynatıcı, kondenser ve evaporatör sıcaklıkları olarak alınmıştır. Sonuç olarak bu parametrelerin her iki sistemin performansları üzerindeki etkileri diyagramlar halinde sunulmuş ve karşılaştırma yapılmıştır.

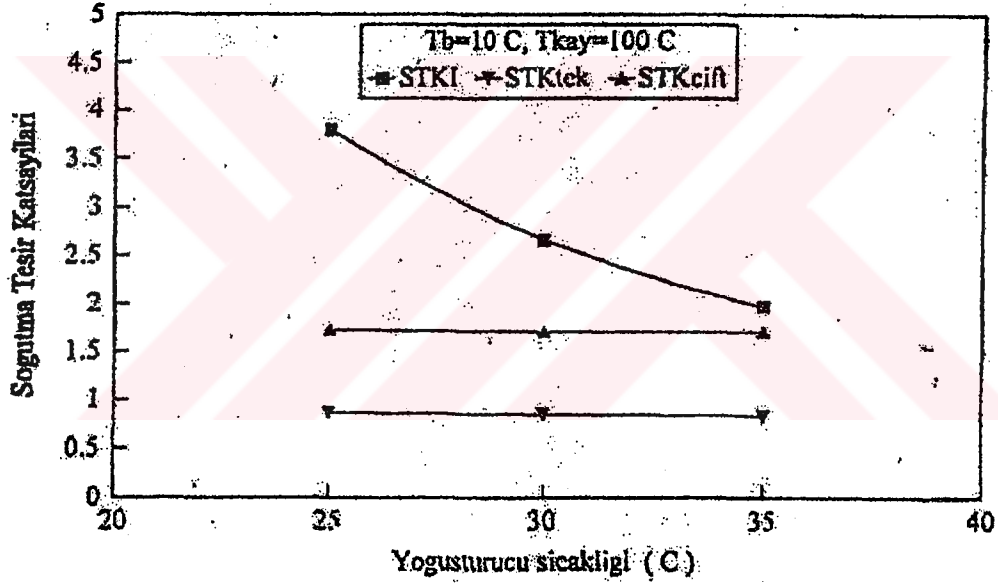


Şekil: 3.35 Soğutma Tesir Katsayılarının Buharlaştırıcı sıcaklığına Göre Değişimi

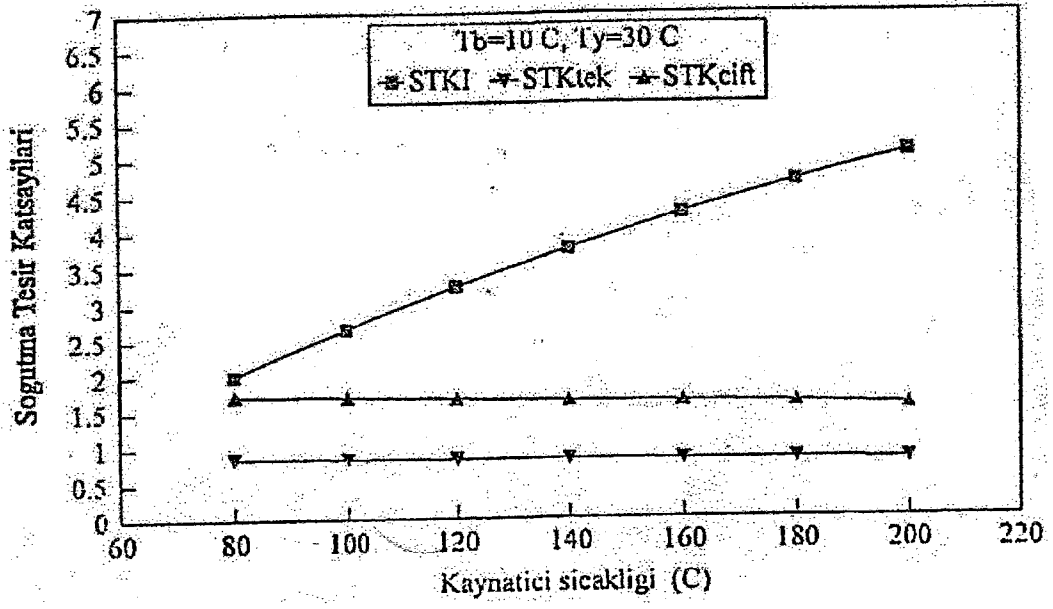
Şekil 3.35'te soğutma tesir katsayılarının buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Şekil 3.35'te karşılaştırmanın yapılabilmesi açısından aynı kaynaklar arasında çalışan ideal bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin STK'sı olan STKI'nın yanında tek ve paralel akışlı çift kademeli sistemlerinde STK değerlerini içermektedir. Şekil 3.35'te yoğuşurucu ve kaynatıcı sıcaklıkları sabit tutulmak üzere buharlaştırıcı sıcaklığı arttırıldığında her 3 hal için de STK değerlerinin

arttığı gözlenmektedir. Paralel akışlı çift kademeli sistemin STK değeri tek kademeli sisteminkine göre iki kat daha fazladır. Bunun sebebi dışarıdan ilave bir ısı girişi olmadan, kaynatıcıdan buharlaşarak ayrılan soğutucu akışkan debisinin, paralel akışlı çift kademeli sistemde, tek kademeliye göre iki kat daha fazla olması dolayısıyla, soğutma yükünü ikiye katlamasıdır.

Şekil 3.36 ve Şekil 3.37 sırasıyla soğutma tesir katsayılarının yoğuşturucu ve kaynatıcı sıcaklıklarına bağlı olarak değişimlerini göstermektedir. Yoğuşturucu sıcaklığı, kaynatıcı sıcaklığına yaklaştıkça, STK değerlerinde bir düşüş gözlenmektedir (Horuz ve Yiğit 1996).



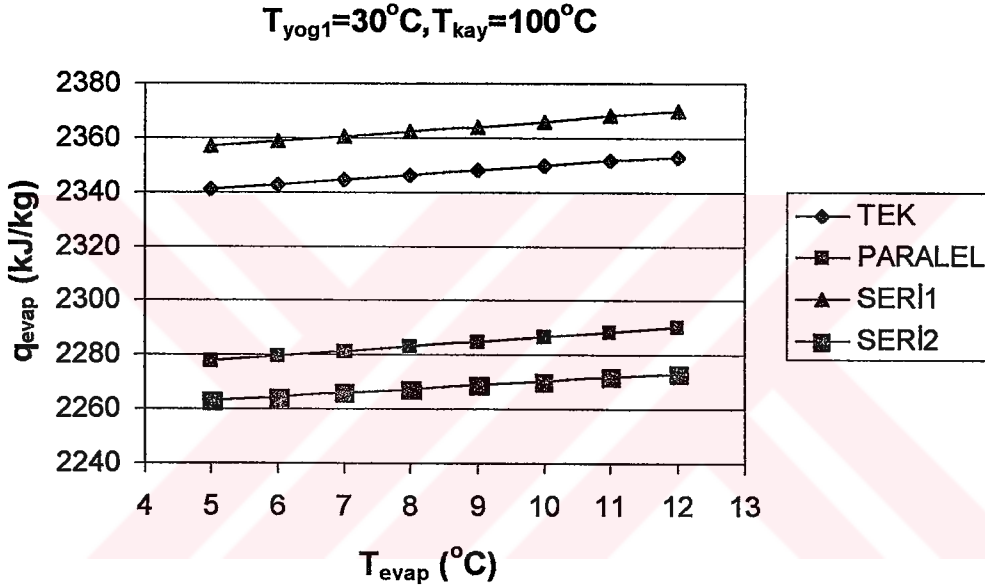
Şekil 3.36 Soğutma Tesir Katsayılarının Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi



Şekil 3.37 Soğutma Tesir Katsayılarının Kaynatıcı Sıcaklığına Göre Değişimi

4.ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

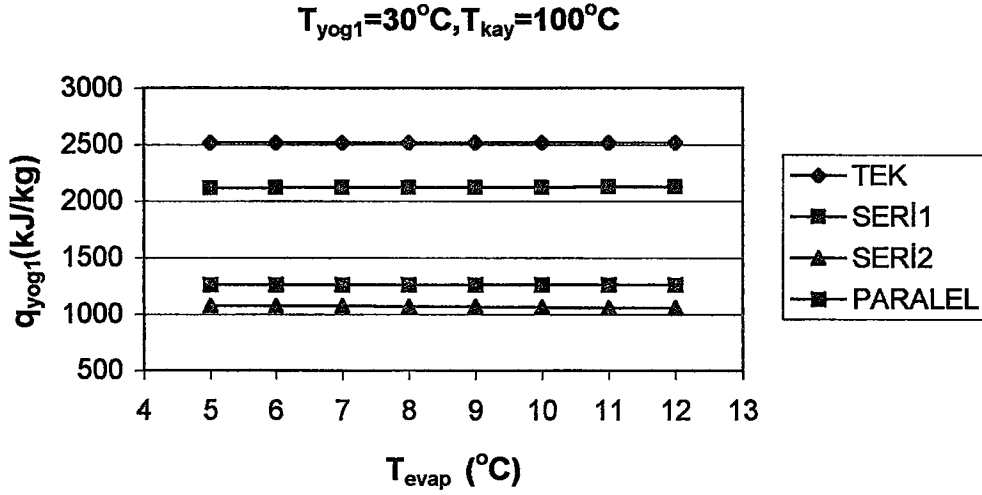
Çalışmanın bu bölümünde daha yaygın uygulama alanı bulması nedeniyle LiBr-su akışkan çifti kullanan Tek Kademeli,Çift Kademeli(Paralel Akışlı,Seri-1 Akışlı ve Seri-2 Akışlı Tip) Absorpsiyon sistemleri ve İdeal Hal için oluşturulan Fortran bilgisayar programlarının sonuçları grafikler halinde sunulacak,her bir sistemin üstünlük ve sakıncaları mukayese yapılarak vurgulanmaya çalışılacaktır.



Şekil 4.1 Buharlaştırıcı Kapasitesinin Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Değişimi

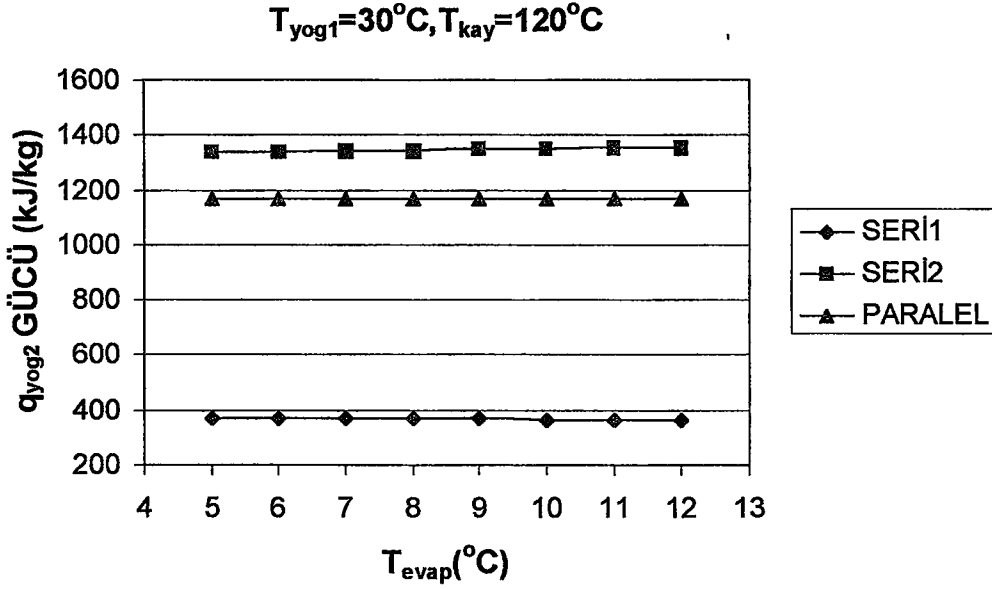
Yukarıdaki şekilde, Tek Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi ile 3 farklı İki kademeli sistemin buharlaştırıcı sıcaklıkları değişimine bağlı olarak buharlaştırıcı güçlerinin değişimi irdelenmiştir.Sistemdeki diğer elemanların sıcaklıkları sabit tutulmuş,bu durum için evaporatör (buharlaştırıcı) sıcaklığı artışı ile buharlaştırıcı güçlerinde artış gözlenmiştir.

Sıcaklık artışı ile buharlaştırıcı çıkışının entalpisi artmakta,bu da evaporatör gücünün artmasına neden olmaktadır.Sonuç q_{evap} ifadesine uygundur.



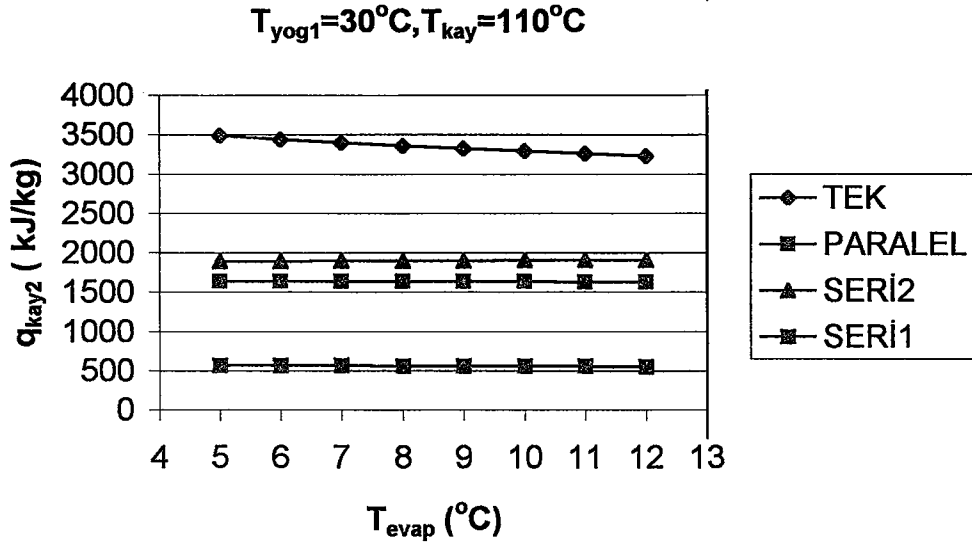
Şekil 4.2 (Düşük Sıcaklıklı) Yoğuşturucu Kapasitesinin Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Değişimi

Buharlaştırıcı sıcaklığının değişimi ile Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu yükünün değişimini gösteren Şekil 4.2 incelendiğinde, Tek Kademeli Sistemde Buharlaştırıcı sıcaklığındaki artış, sadece alçak basınç kademesindeki buharlaştırıcı ve absorber basınçlarını artırma yönünde etkili olduğundan yoğuşturucu çıkış sıcaklığında dolayısıyla entalpisinde bir değişim gözlenmemiş, q_{yog} sabit kalmıştır. Paralel sistem için de aynı durum geçerli olsa da Seri-1 ve Seri-2 Akışlı Sistemler için düşük sıcaklıklı kaynatıcıyı direkt olarak etkileyen absorber söz konusu sistemlerde q_{yog} 'u düşük oranda azaltma meyline neden olmuştur.



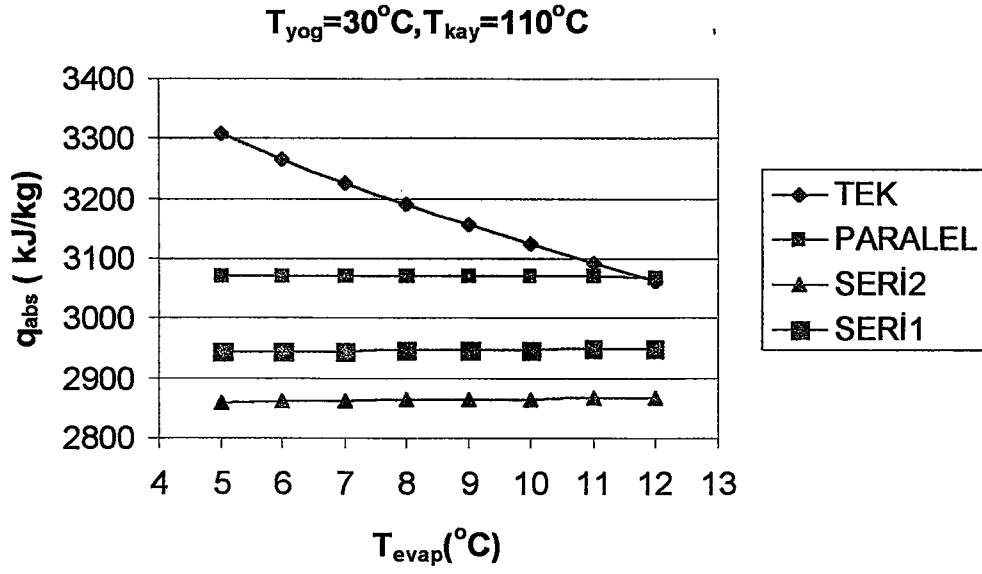
Şekil 4.3 Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Kapasitesinin Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Değişimi

Yukarıdaki şekilde buharlaştırıcı sıcaklığı ile yüksek sıcaklıklı yoğuşturucu yükünü değişimi görülmektedir. Bu durum için Paralel Akışlı Sistemde yoğuşturucu kapasitesinde bir değişim olmazken Seri-1 ve Seri-2 Akışlı çevrimde ihmal edilebilecek oranda (yaklaşık %1.4) bir artış gözlenmiştir. Ancak burada dikkati çeken husus, Seri-1 Akışlı sistemin çok düşük Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu kapasitesi ile çalışmasıdır. Bunun nedeni sistemin konfigürasyonu gereği söz konusu elemandan geçen soğutucu akışkan debisinin buharlaştırıcıdan çıkan toplam soğutucu akışkan debisine olan oranının düşük olmasıdır.



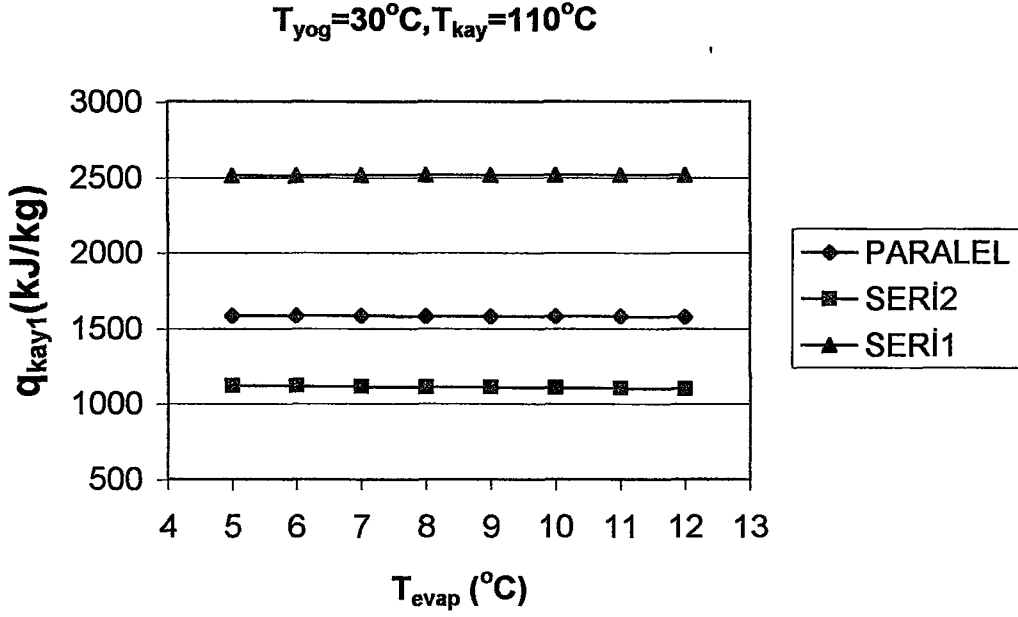
Şekil 4.4 Yüksek Sıcaklıklı Kaynatıcı Kapasitesinin Buharlaştırıcı Sıcaklığının Göre Değişimi

Buharlaştırıcı sıcaklığının artışı Şekil 4.4 de görüldüğü üzere Tek Kademeli, Paralel ve Seri-1 Akışlı sistemin kaynatıcı yükünde azalmaya neden olmuştur. Buharlaştırıcı sıcaklığındaki artış ile evaporatör ve absorber basınçlarının arttığı daha önce vurgulanmıştı. Bu durumun neticesi olarak fakir eriyiğin (X_{fe}) konsantrasyonu azalır. Bu yüzden herhangi bir kaynatıcı sıcaklığı için buharlaştırıcı sıcaklığındaki artışla birlikte dolaşım oranı azalır ve kaynatıcı kapasitesi düşer. Seri-2 Akışlı sistemde ise nispeten daha yüksek olan kaynatıcı çıkışındaki soğutucu akışkan, kaynatıcının kapasitesini artırma yönüne girmiştir.



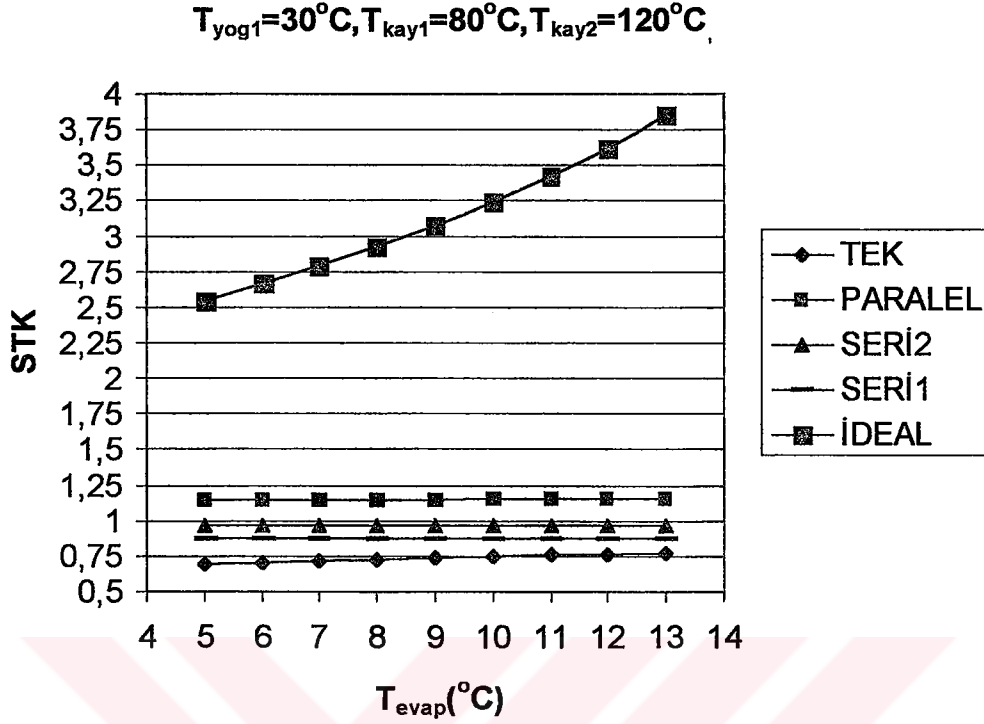
Şekil 4.5 Absorber Kapasitesinin Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Değişimi

Absorber kapasitesinin buharlaştırıcı sıcaklığıyla değişiminin incelendiği Şekil 4.5'te Paralel Akışlı İki Kademeli Çevrim ile Tek Kademeli Sistemde buharlaştırıcı sıcaklığının artışıyla absorber yükünde azalma olduğu görülebilir. Bu sistemlerde buharlaştırıcı sıcaklığının artışı bahis konusu elemanın çıkış entalpisini artırdığından sistemin termodinamik analizinde verilen q_a ifadesi gereği absorber yükünü azaltmıştır. Seri-2 Akışlı Sistemde önemli bir değişim gözlenmezken Seri-1 Akışlı Sistemin çıkışındaki akışın toplam soğutucu akışkana olan oranının yüksek oluşu, absorber yükünü artırma yönüne gitmiştir.



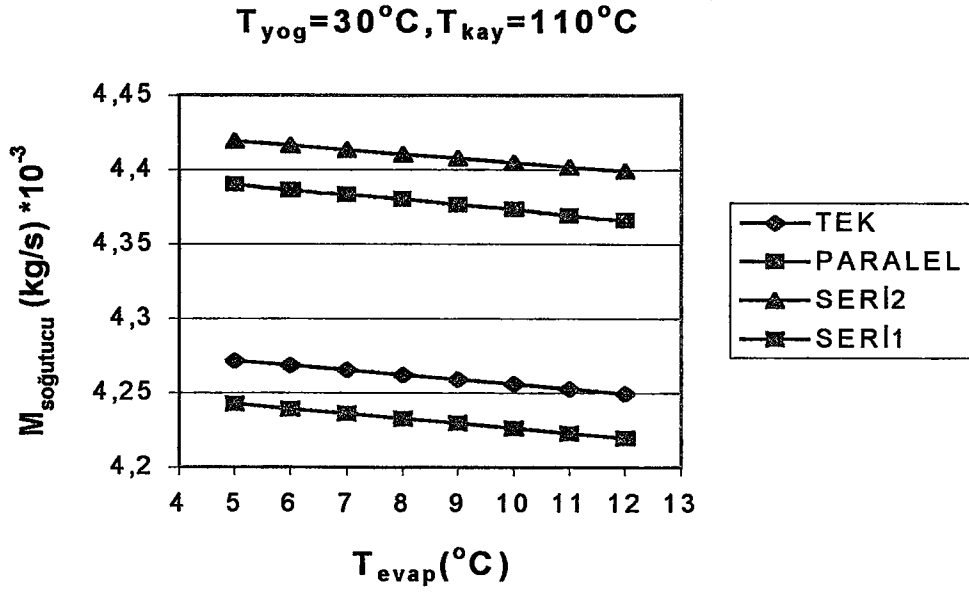
Şekil 4.6 Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcı Kapasitesinin Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Değişimi

Şekil 4.6' daki durum için Paralel ve Seri-2 Akışlı tipte önemli bir değişim gözlenmemiştir. Seri-1'deki ihmal edilebilecek artışın nedeni buharlaştırıcı sıcaklığı ve basıncından etkilenen absorber çıkışındaki akışkanın entalpisindeki artış kaynatıcı giriş entalpisini artırmış, bu da I. Kanun ifadesine uygun olarak elemanın yükünü azaltmıştır.



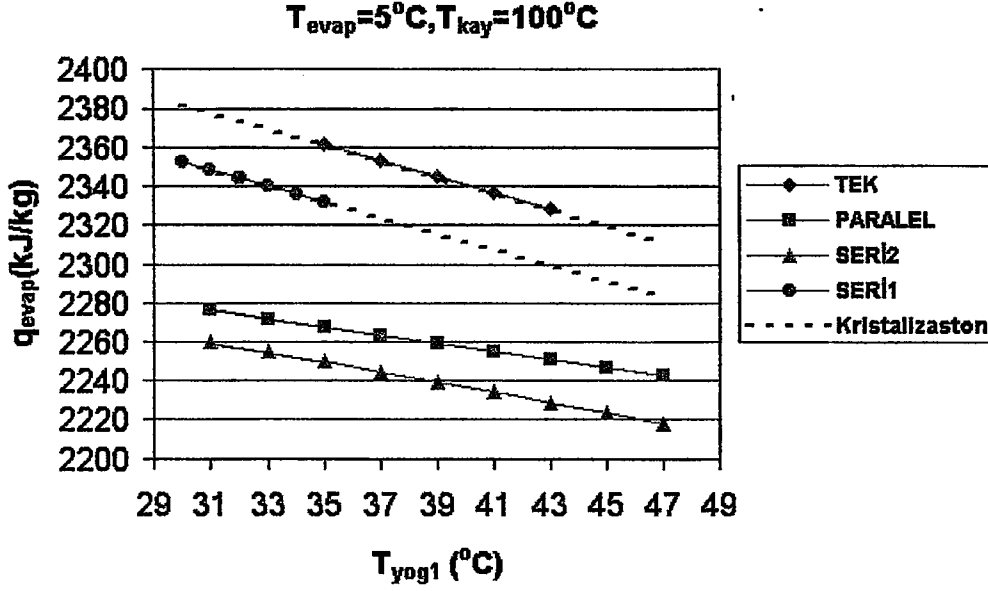
Şekil 4.7 Soğutma Tesir Katsayısının Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Değişimi

STK ifadesinin q_{evap}/q_{kay} olduğunu biliyoruz. Buharlaştırıcı kapasitesinin aynı elemandaki sıcaklık artışı ile yükseldiğini Şekil 4.1' de görmüştük. Bunun neticesi olarak yukarıda belirtilen STK ifadesindeki artış kaçınılmaz olacaktır. Burada asıl incelenmesi gereken husus, performans katsayısını veren STK'nın sistemler için tek başına bir kıyas parametresi oluşudur. O halde Şekil 4.7' den elde edilen en büyük STK'nın İki Kademeli Sistemlerde ve kendi içlerinde de Paralel Akışlı Sistemde olduğu kolaylıkla görülebilir. Genel bir ifade ile sistemdeki soğutucu akışkan debisinin yaklaşık olarak 2 kat daha fazla oluşu Çift Kademeli Sistemlerin üstünlüğüdür ve bunun sonucu STK'ları Tek Kademeli Sisteme göre daha büyük olur denilebilir. Burada ele alınan şartlar neticesi ortaya çıkan Paralel sistemin üstünlüğü daha sonraki grafikler yardımıyla belirtilecektir. İdeal (Carnot) Çevrimi için STK değerleri soğutucu akışkan debisi, entalpi gibi büyüklüklerden bağımsız olup sadece sıcaklıklarla ilintilidir.



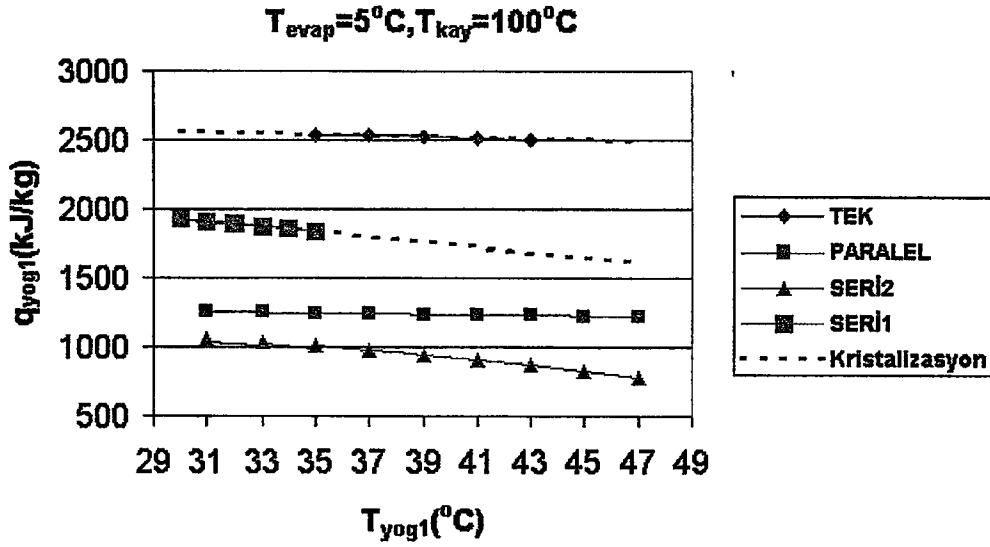
Şekil 4.8 Soğutucu Akışkan Debisinin Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Değişimi

Çalışmada incelenen bütün sistemler için $Q = 10 \text{ kW}$ Soğutma yükü alınarak, soğutucu akışkan debileri hesaplanmıştır. Her sistem için sabit olan toplam soğutucu akışkanın buharlaştırıcı çıkışında olduğu gerçeğinden hareketle $M_{soğutucu}$ akışkan debisi soğutma yükünün, o sistemin buharlaştırıcı kapasitesine bölünmesi sonucu bulunmuş değerler olarak Şekil 4.8 'de görülmektedir. Dolayısıyla soğutucu akışkan debisi buharlaştırıcı kapasitesine bağlı olarak değişecektir. $M_{soğutucu} = Q/q_{evap}$ ' tır.



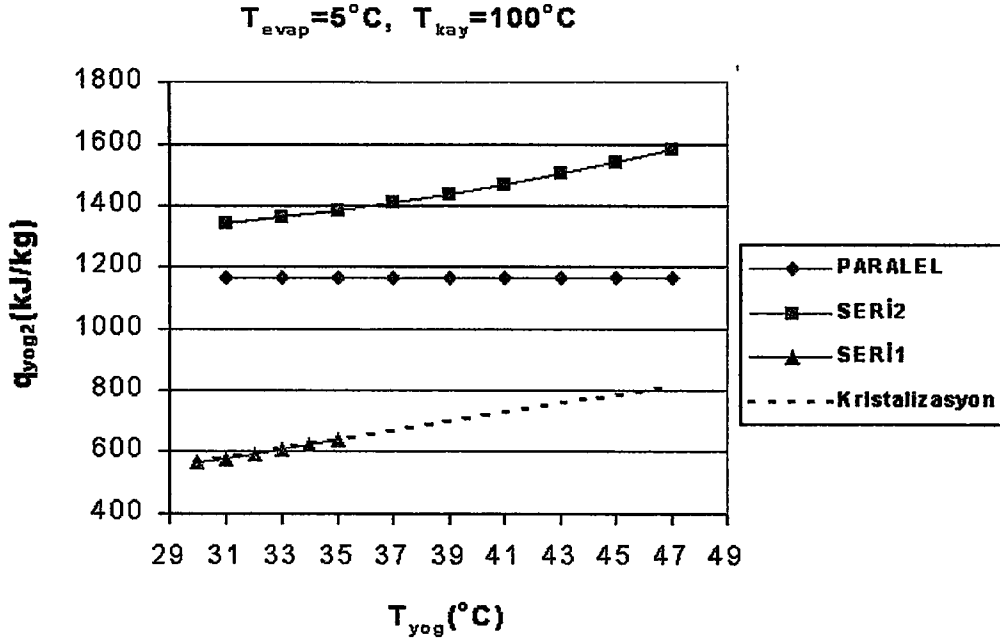
Şekil 4.9 Buharlaştırıcı Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi

Bu çalışma ile sistemlerin gerek üstünlükleri gerekse sakıncaları sunulmak istendiğinden Şekil 4.9 'dan itibaren 8 adet grafik ile çevrimlerin, düşük sıcaklıklı yoğuşturucu sıcaklıklarının değişimi ile etkileşimleri incelenmiş hem performansları hem de çalışma alanları vurgulanmak istenmiştir. Belirli sıcaklık ve konsantrasyon değerleri için kristalizasyon problemi ve nedenleri daha önce detayları ile izah edilmişti. Kesikli çizgiler kristalizasyon tehlikesinin olduğu çalışma şartlarını belirtmektedir. Grafikten görüleceği üzere tüm sistemler için yoğuşturucu sıcaklığındaki artış buharlaştırıcı kapasitesinde azalmaya neden olmuştur. Yoğuşturucu sıcaklığındaki artış çıkışındaki entalpiyi ve basıncı artırmış, bunun sonucu olarak buharlaştırıcı girişinde daha yüksek entalpi değerlerine ulaşılmıştır. Bu da q_{evap} değerlerini I. Kanuna uygun olarak düşürmüştür.



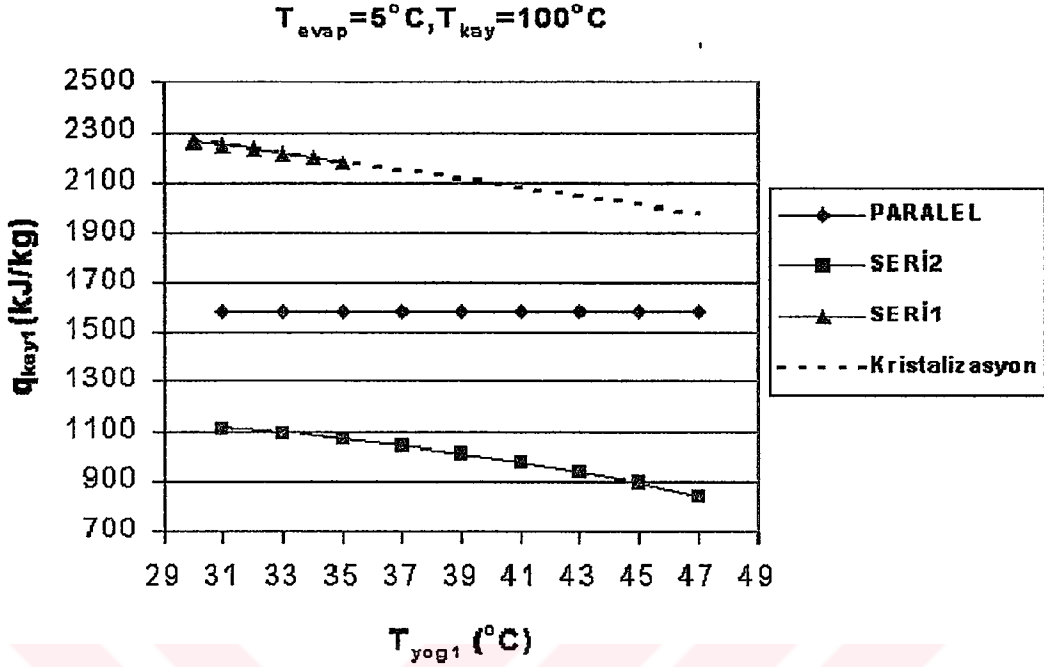
Şekil 4.10 Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi

Düşük sıcaklıklı yoğuşturucu sıcaklığının artışı Şekil 4.10 'da görüleceği üzere yoğuşturucu kapasitesini azaltmıştır. Sıcaklık artışı ile yoğuşturucu basıncı ve entalpisi artmış, buna bağlı olarak yoğuşturabileceği soğutucu akışkan azalmıştır. Her ne kadar çıkış sıcaklığı arttığından, entalpisi de artıp kapasitesi I. Kanuna göre artacakmış gibi görünse de girişindeki buharın entalpisi bahis konusu elemanın çıkışındaki suyun entalpisinden çok daha büyüktür. Dolayısıyla (-) yani ısı atma yönündeki kapasitesi, sıcaklığı arttıkça ortamlarla (soğutucu olarak kullanılan soğutma suyu ya da havası) arasındaki sıcaklık farkını da azaltacağından ısı transferini azaltacak, dolayısıyla kapasitesini de düşürecektir.



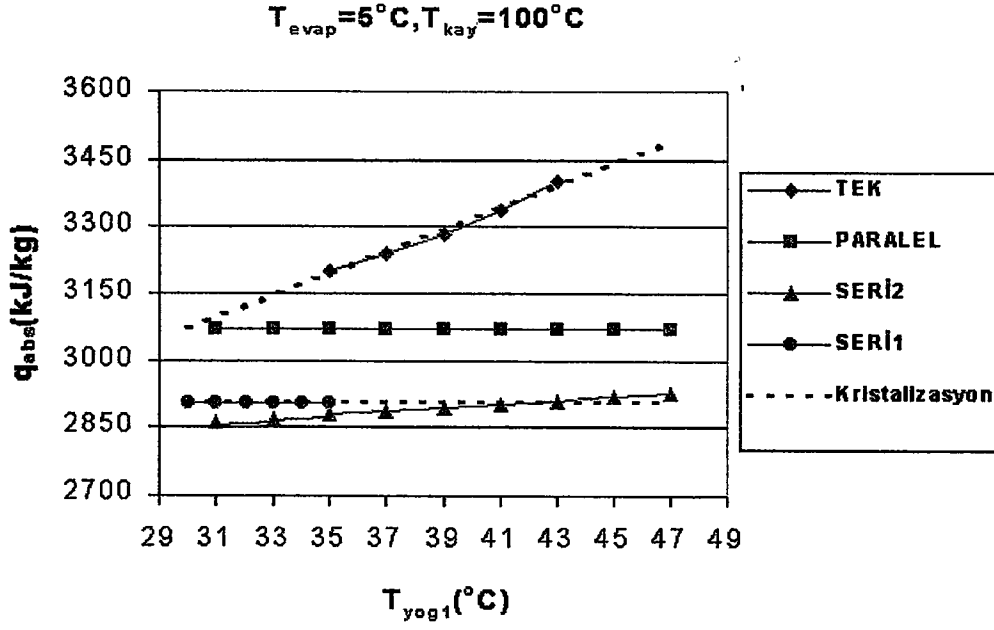
Şekil 4.11 Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi

Sadece Çift Kademeli Sistemlerde mevcut olan yüksek sıcaklıklı yoğuşturucu kapasitesinin düşük sıcaklıklı yoğuşturucu sıcaklıklarıyla değişiminin incelendiği Şekil 4.11' den görüldüğü üzere Paralel Akışlı Çift Kademeli Sistemde bir değişim yaşanmazken Seri-1 ve Seri-2 Akışlı Çift Kademeli Sistemlerde Ters orantılı bir durum hasıl olmuştur. Seri Akışlı Sistemler için Şekil 4.10 'da vurgulanan düşük sıcaklıklı kondenserdeki kapasite düşümüne bağlı olarak çıkan soğutucu akışkan miktarındaki azalma aynı çalışma şartları ve soğutma yükü için bir üst basınç kademesindeki soğutucu akışkan oranını artırmış, buna bağlı olarak bu sistemler için yüksek sıcaklıklı yoğuşturucuda kapasite artışına neden olmuştur. Oysa paralel akışlı çift kademeli sistem için her durumda iki basınç kademesinden geçen akışkan miktarı sabit olduğundan, paralel çevrim için değişim söz konusu olmamıştır.



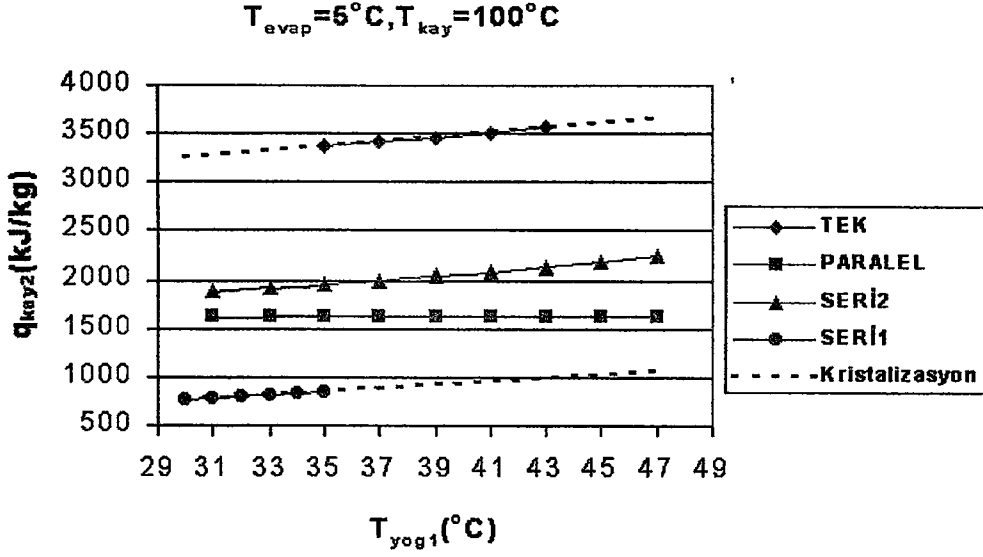
Şekil 4.12 Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcı Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi

Düşük sıcaklıklı yoğuşturucu sıcaklığında artışın aynı elemanda kapasite düşümüne neden olduğu Şekil 4.10 'da gösterilmiş ve izah edilmişti. Bu duruma istinaden yoğuşturucu kapasitesindeki azalma, aynı akışkanın kaynatıcısında da kapasite azalmasına neden olacaktır. Yoğuşturulacak akışkan azalırsa, üretilecek buhar da azalacaktır. Soğutucu akışkan miktarına bağlı olarak düşük sıcaklıklı yoğuşturucu sıcaklığının artışı aynı basınç kademesindeki üreticisinde (kaynatıcısında) kapasite azalmasına yol açacaktır.



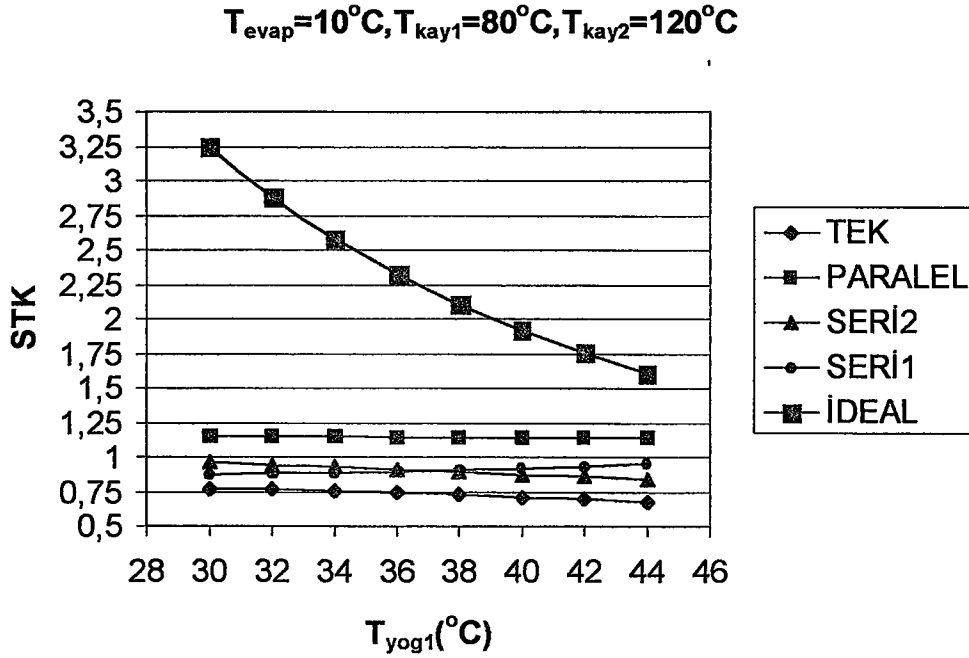
Şekil 4.13 Absorber Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi

Düşük sıcaklıklı yoğuşturucu sıcaklığının artışı ile Tek Kademeli Sistem ile Çift Kademeli Seri-2 Akışlı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde absorber kapasitesinde artış olmuş, Paralel ve Seri-1 Akışlı Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde ise absorber yükü sabit kalmıştır. Absorberdeki giriş ve çıkış entalpilerinin ve fakir eriyiğin soğutucu akışkana oranındaki sabitlik, absorberde kapasite değişimine neden olmamıştır.



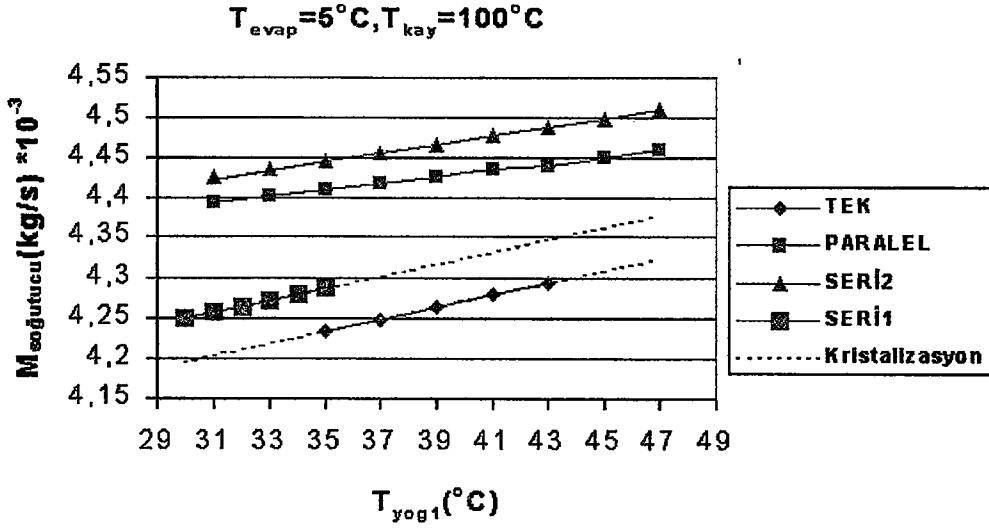
Şekil 4.14 Yüksek Sıcaklıklı Kaynatıcı Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi

Şekil 4.12'ye atfen yoğuşturucu kapasitesindeki artışın Şekil 4.14' teki gibi kaynatıcı kapasitesine yansıtacağı açıktır. Kapalı çevrimlerde kaynatıcıda üretilen buharın kondenserde (yoğuşturucuda) tamamen yoğuşturulması gerektiği bilinen bir gerçektir. Bu durumda Şekil 4.14 teki durum hasil olmuş düşük sıcaklıklı yoğuşturucu sıcaklığı artışıyla birlikte, gerek yüksek sıcaklıklı yoğuşturucu gerekse buna bağlı olarak yüksek sıcaklıklı kaynatıcı kapasitesi artmıştır.



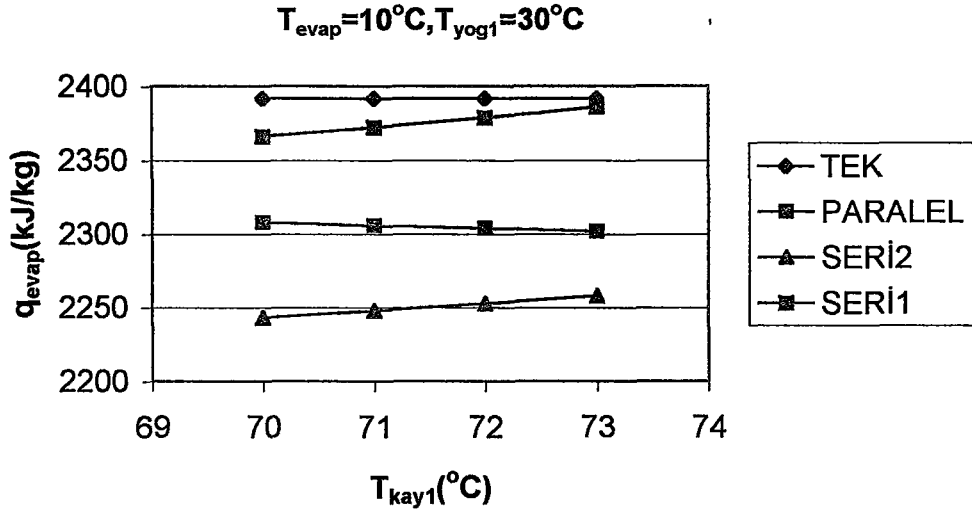
Şekil 4.15 Soğutma Tesir Katsayısının Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi

Şekil 4.15'te düşük sıcaklıklı yoğuşturucu sıcaklığıyla sistemlerin STK'ları incelenmiştir. Yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça STK'nın düştüğü görülmektedir. Bunun nedeni, kondenser sıcaklığı artışıyla yoğuşturma sıcaklığının artması, sıcaklık farkının azalması sonucu kondenserde daha az ısı transferi gerçekleşmesidir. STK ifadesi gereği Şekil 4.9' da görülen duruma uygun olarak evaporatör (buharlaştırıcı) kapasitesi düşmüş, bu da STK'nın azalmasına neden olmuştur. Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu sıcaklığı artışı ve diğer çalışma şartları sabit iken en büyük performans katsayısını Çift Kademeli Paralel Akışlı Absorpsiyon Sistemi vermiştir.



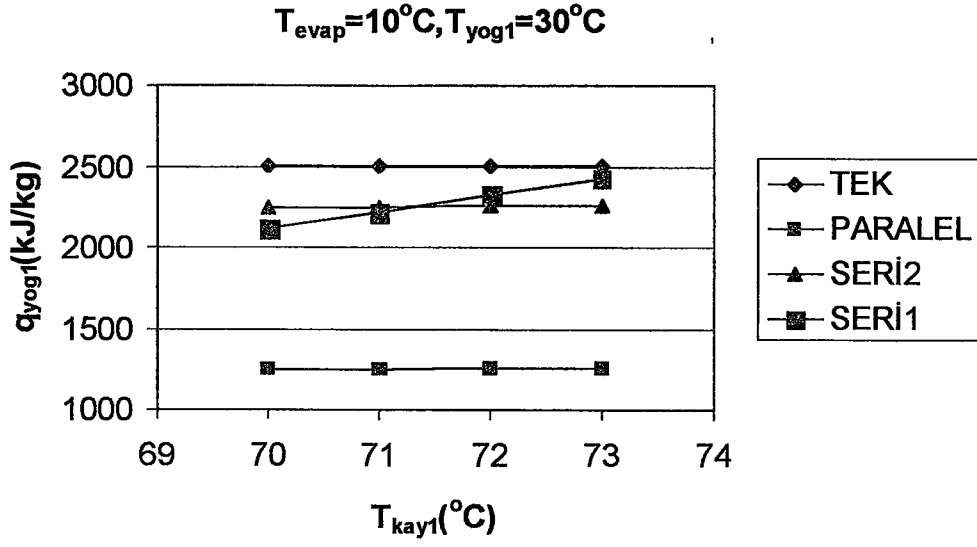
Şekil 4.16 Soğutucu Akışkan Debisinin Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi

Şekil 4.16, soğutma yükünün Şekil 4.9' da ortaya konan değerlere bölünmesiyle oluşmuştur. Şekil 4.9 grafiğinin tersi olduğu bu yüzden gözlenmelidir.



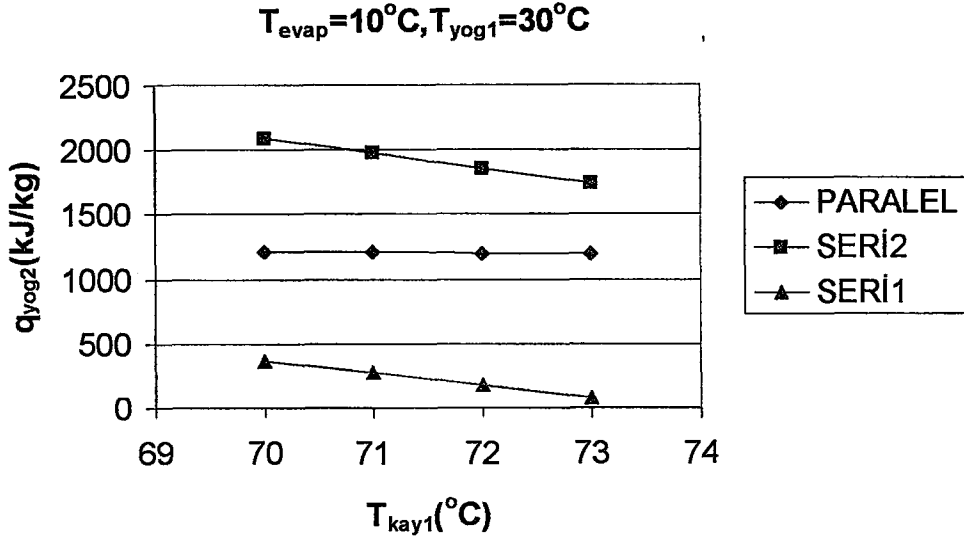
Şekil 4.17 Buharlaştırıcı Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcı Sıcaklığına Göre Değişimi

Şekil 4.17 deki hal için kaynatıcı sıcaklığındaki artış Tek Kademeli Absorpsiyon Sisteminde buharlaştırıcı kapasitesi üzerinde etkili olmazken paralel sistemde ihmal edilebilecek oranda (yaklaşık %0.5) bir azalmaya neden olmuştur. Kaynatıcıdaki sıcaklık artışı soğutucu akışkan debisini artırmış bu da yoğuşturucunun kapasitesinde bir artışa neden olmuştur. Karışım odasındaki entalpi bir miktar artış göstermiş, buna bağlı olarak q_{evap} düşmüştür. Düşük sıcaklıklı yoğuşturucudan çıkan akışkanın toplam soğutucu akışkan debisine oranındaki artış ise Seri-1 ve Seri-2 Akışlı Çift Kademeli Sistemlerde buharlaştırıcı kapasitesinin artışına neden olmuştur.



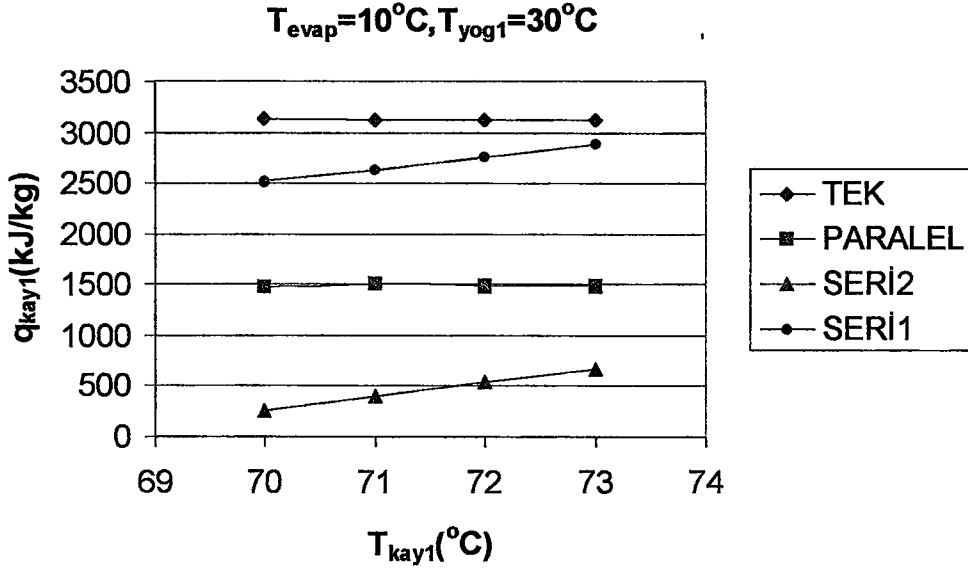
Şekil 4.18 Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcı Sıcaklığına Göre Değişimi

Şekil 4.18' de Düşük sıcaklıklı kaynatıcı sıcaklığı artışıyla düşük sıcaklıklı yoğuşturucu kapasitesinin değişimi incelenmiştir. Kaynatıcı sıcaklığı arttıkça üretilecek soğutucu buharı da artmış bu yükü karşılamak için de her sistemin yoğuşturucu kapasitesi artmıştır.



Şekil 4.19 Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcı Sıcaklığına Göre Değişimi

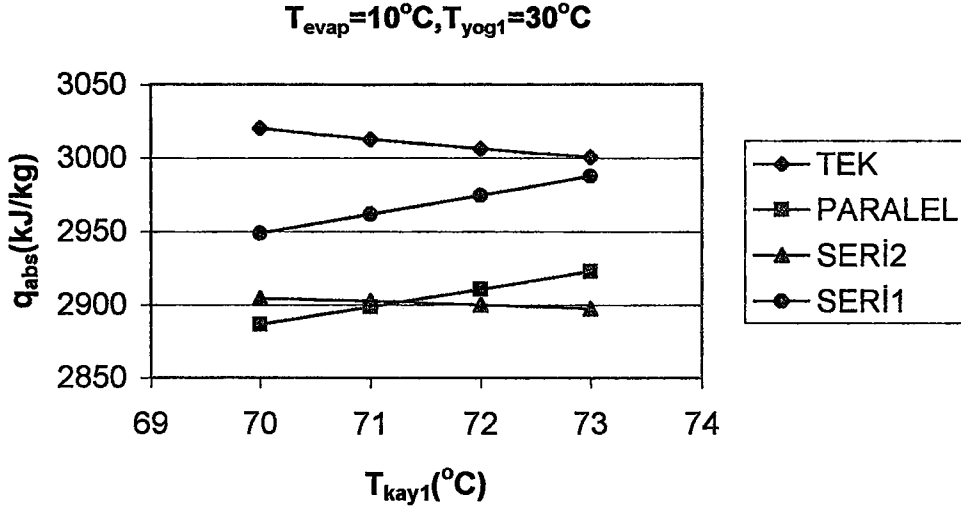
Düşük sıcaklıklı kaynatıcı sıcaklığının artışı ile soğutucu akışkan miktarının artacağı daha evvel açıklanmıştı. Şekil 4.19' daki durumda aynı çalışma şartları için Seri-1 ve Seri-2'nin yüksek sıcaklıklı yoğuşturucusuna düşen yoğuşturma kapasitesini azaltacaktır. Paralel sistem için bu düşüm daha hafif gerçekleşmiştir.



Şekil 4.20 Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcı Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcı Sıcaklığına Göre Değişimi

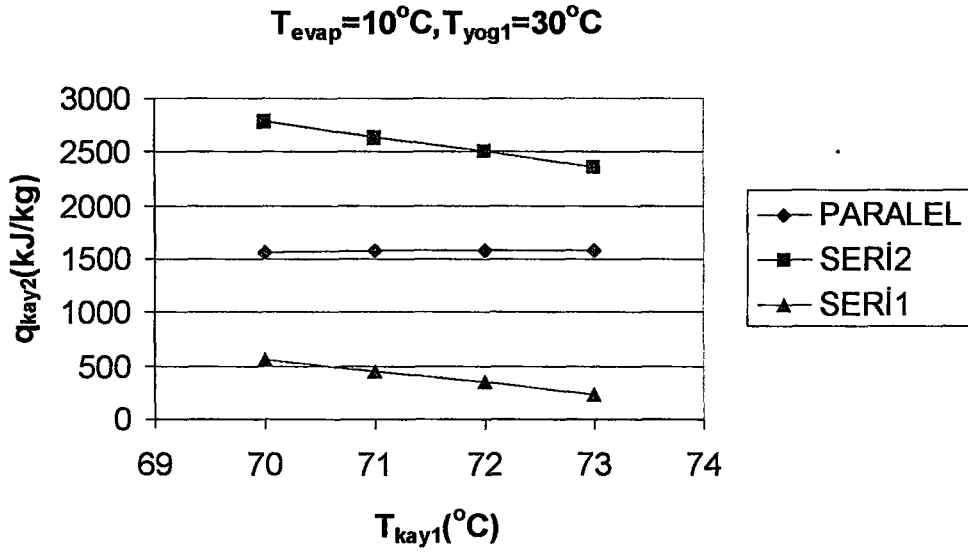
Buhar üreten komponentlerdeki sıcaklık artışı içinden geçen soğutucu akışkanın entalpisini, buna bağlı olarak da kapasitesini artırır. Bu durumda Şekil 4.20 de gösterildiği gibi kaynatıcıdaki sıcaklık artışı I. Kanuna uygun olarak kendi kapasitesini artırma yönünde olacaktır.

...Kapasitenin sayısal değerini belirlenmesinde geçen soğutucu akışkanın toplam soğutucu akışkana olan oranı söz konusu değer ile doğru orantı gösterecektir. Bu oran arttıkça sayısal olarak kJ/kg olarak ifade olunan kapasite değeri de artacaktır. Eğrilerin grafikteki dizilimleri bu oranın sonucudur.



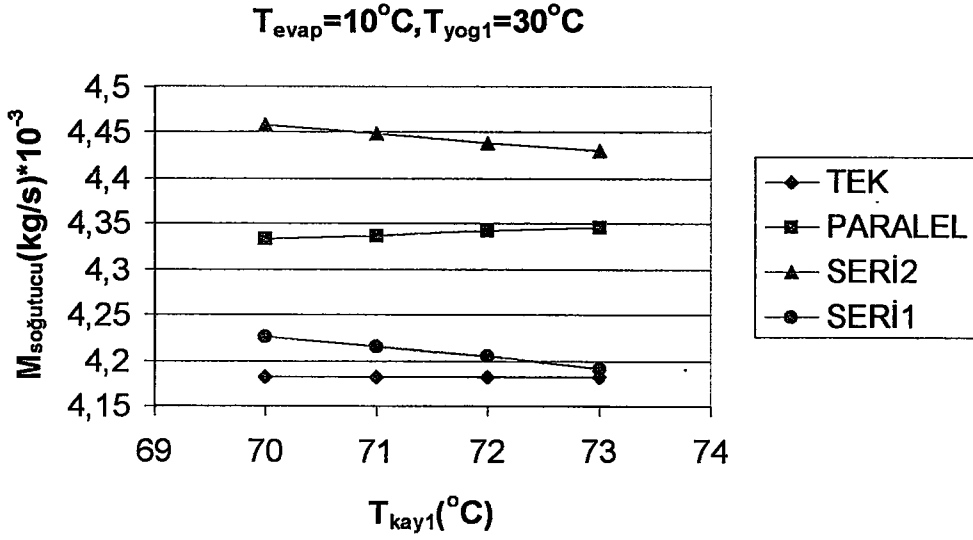
Şekil 4.21 Absorber Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcı Sıcaklığına Göre Değişimi

Düşük sıcaklıklı kaynatıcı sıcaklığındaki artış direkt olarak bu elemanın kapasitesini artırma yönünde etkili olmuştur. Bu durum sonucu soğutucu akışkan miktarı artmış, zengin eriyik ise bir azalma göstermiştir. Eriyiğin konsantrasyonundaki bu değişim sonucu oluşan değerler Şekil 4.21 'i meydana getirmiştir.



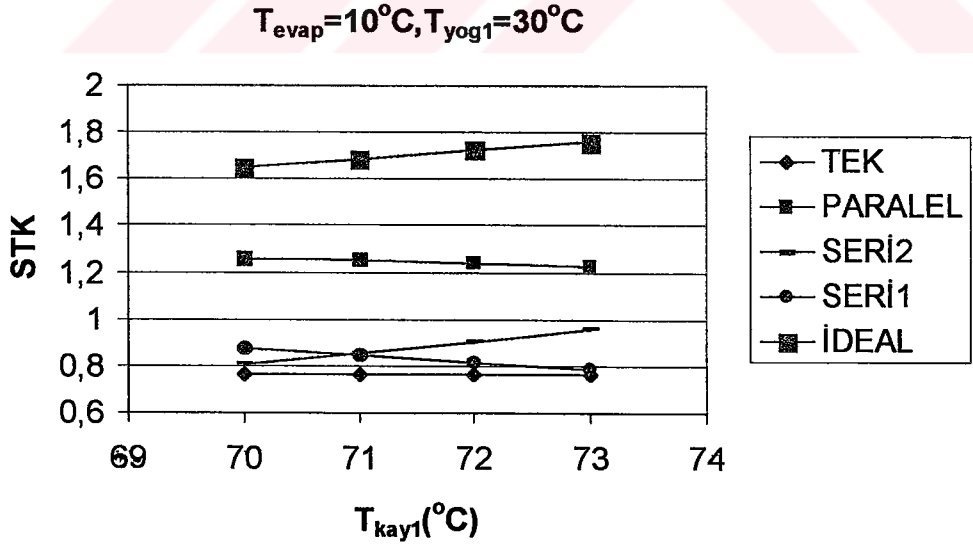
Şekil 4.22 Yüksek Sıcaklıklı Kaynatıcı Kapasitesinin Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcı Sıcaklığına Göre Değişimi

Şekil 4.19' a atfen yoğuşturucu kapasitesinin düşümü aynı soğutucu akışkanın buharını üreten kaynatıcı kapasitesini de düşürmüştür. Bu durum Şekil 4.22' de sunulmuştur.



Şekil 4.23 Soğutucu Akışkan Debisinin Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcı Sıcaklığına Göre Değişimi

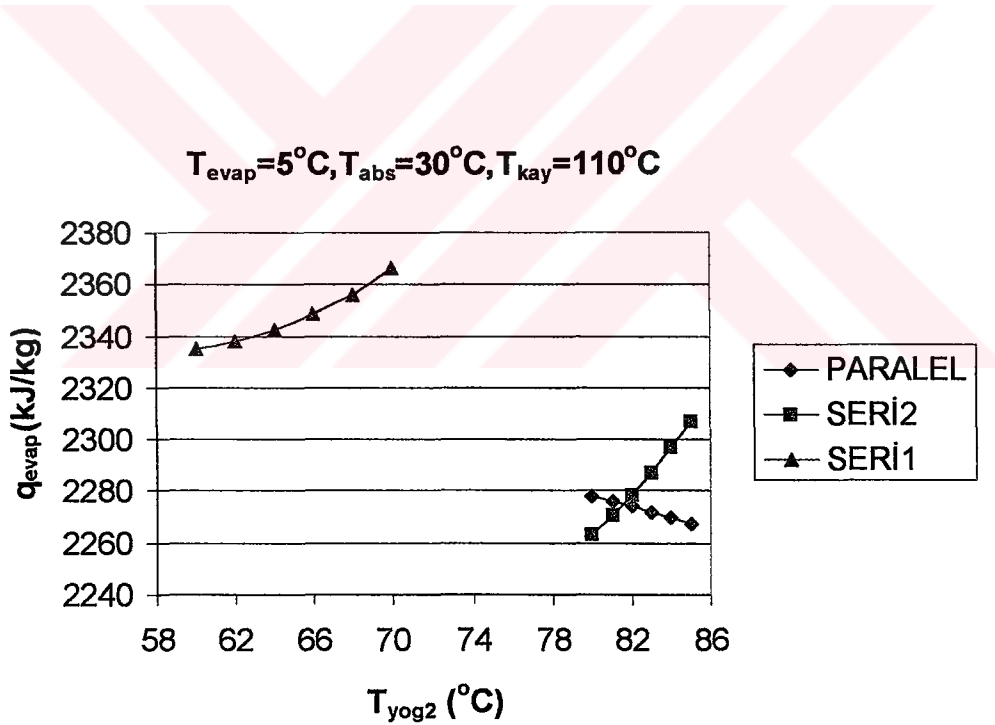
$q_{\text{evap}}=Q/M_{\text{soğutucu}}$ olduğundan ,Şekil 4.23; her sistem için sabit alınan soğutma yükünün (10 kW) Şekil 4.17 'de gösterilen değerlere bölünmesiyle oluşmuştur.



Şekil 4.24 Soğutma Tesir Katsayısının Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcı Sıcaklığına Göre Değişimi

Genel bir ifade ile kaynatıcı sıcaklığı arttığında kaynatıcıdaki eriyiğe olan ısı transferinin de artacağı böylece soğutucu akışkan debisinin de artıp soğutma kapasitesiyle birlikte STK'nın artacağı söylenebilir. Ancak Çift Kademeli Sistemlerde düşük sıcaklıklı kaynatıcı sıcaklığının artışıyla, bu elemanı ısı yönüyle besleyen yüksek sıcaklıklı yoğuşturucunun da sıcaklığında bir artış olacağı kesindir.

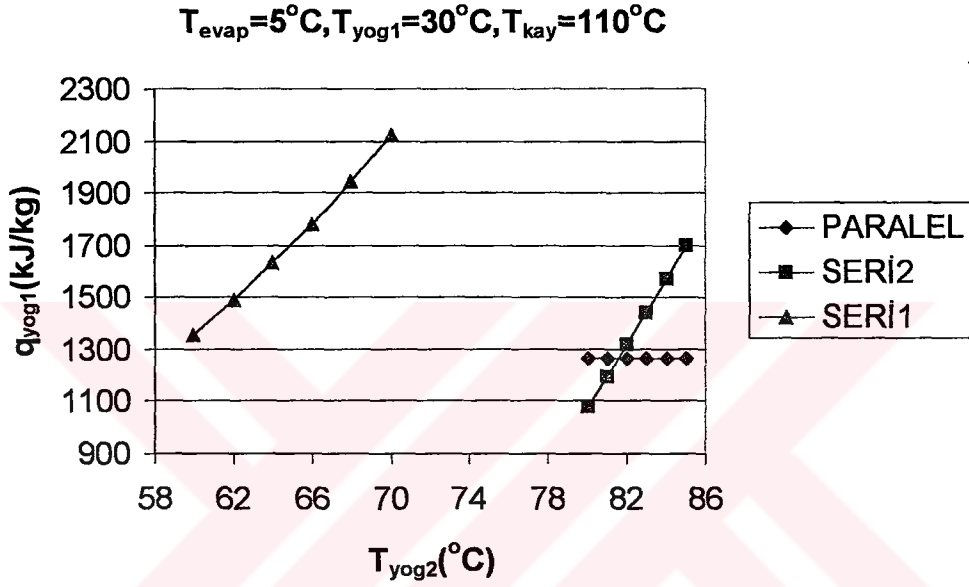
Bu durumda yoğuşturucu sıcaklığı artacak, kondenserde daha az ısı transferi gerçekleşecek ve STK düşecektir. Buradaki çalışma şartları için de Çift Kademeli sistemlerin Tek Kademeliden daha yüksek STK değerleri verdiği ve Çift Kademeli Sistemlerden de en yüksek STK'nın yine paralel akışlı tipte meydana geldiği kıyaslama için incelenmelidir.



Şekil 4.25 Buharlaştırıcı Kapasitesinin Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi

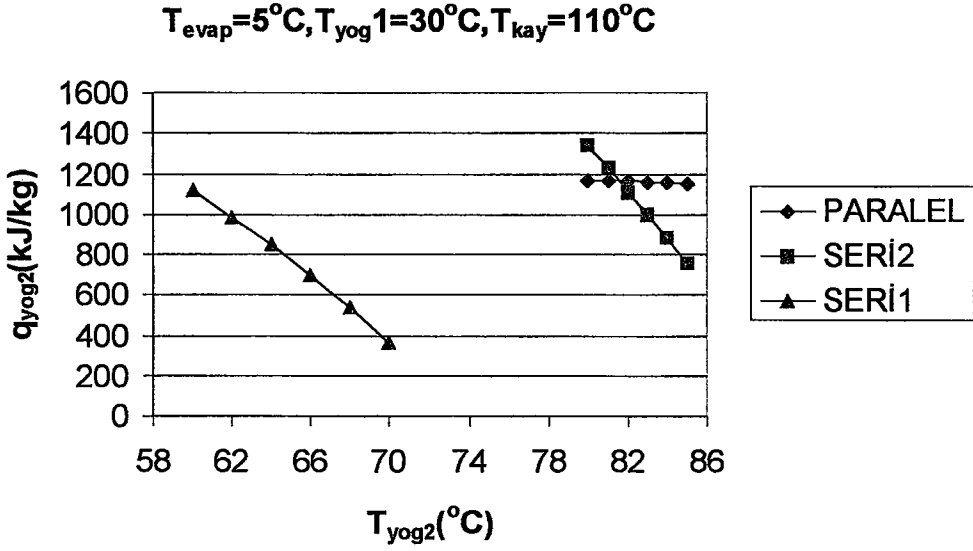
Seri-1 Akışlı Sistemlerde absorber çıkışındaki fakir eriyiğin düşük sıcaklıklı kaynatıcıdan bir miktar daha zenginleşerek çıkışı, yüksek sıcaklıklı kaynatıcıdan

ayrılan zengin eriyiğin değerini bytmektedir.Konsantrasyon ve sıcaklık artışının kristalizasyona neden olduğu bilinmektedir.Bu yüzden Seri-1 Akışlı Sistemlerin çalışma aralığı nispeten daha dar olmaktadır.Bu vurgudan hareketle ilk olarak Şekil 4.25 'te yoğuşturucu sıcaklığındaki artışın buharlaştırıcı üzerindeki etkisi incelenmiştir.Akış oranına bağlı olarak buharlaştırıcı kapasitesi değişmektedir.



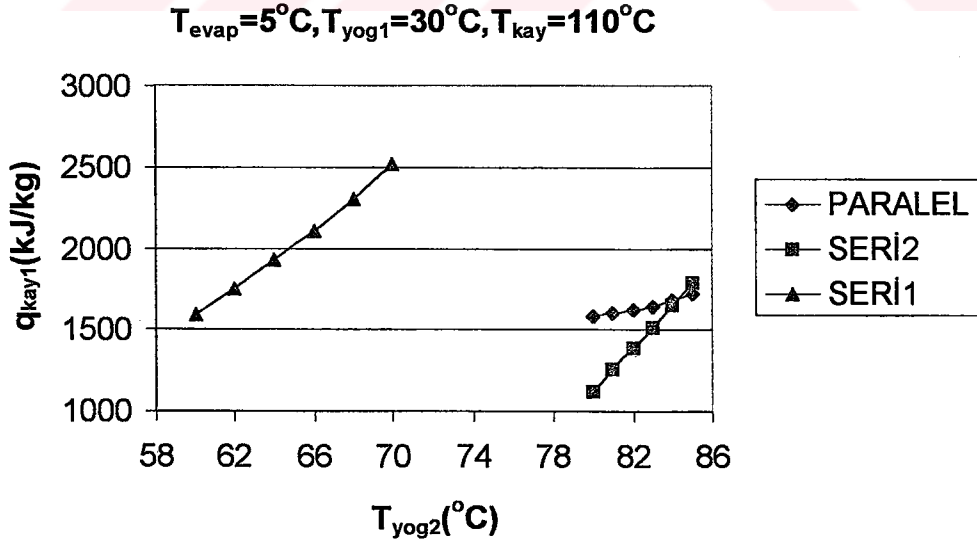
Şekil 4.26 Düşük Sıcaklıklı Yoğuşturucu Kapasitesinin Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi

Yüksek sıcaklıklı yoğuşturucu sıcaklığı artışıyla anılan elemanın ıkışıdaki suyun entalpisi artacak,ancak bu artış girişindeki buhar entalpisi ile arasındaki farkın azalmasına yani I. Kanun gereği kapasitesinin azalmasına neden olacaktır.Bu durumda aynı yük için düşük sıcaklığa düşen yoğuşturma kapasitesi artmalıdır.Şekil 4.26 'da yüksek sıcaklıklı yoğuşturucu sıcaklığının düşük sıcaklıklı yoğuşturucu üzerine etkisi görülmektedir.



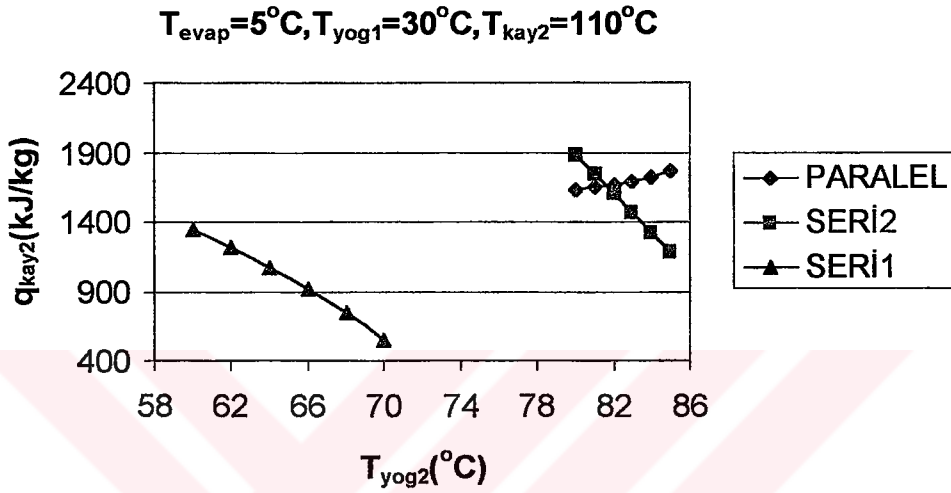
Şekil 4.27 Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Kapasitesinin Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi

Şekil 4.26 ile açıklanan bahis nedeniyle oluşan durum Şekil 4.27 de sunulmuştur.



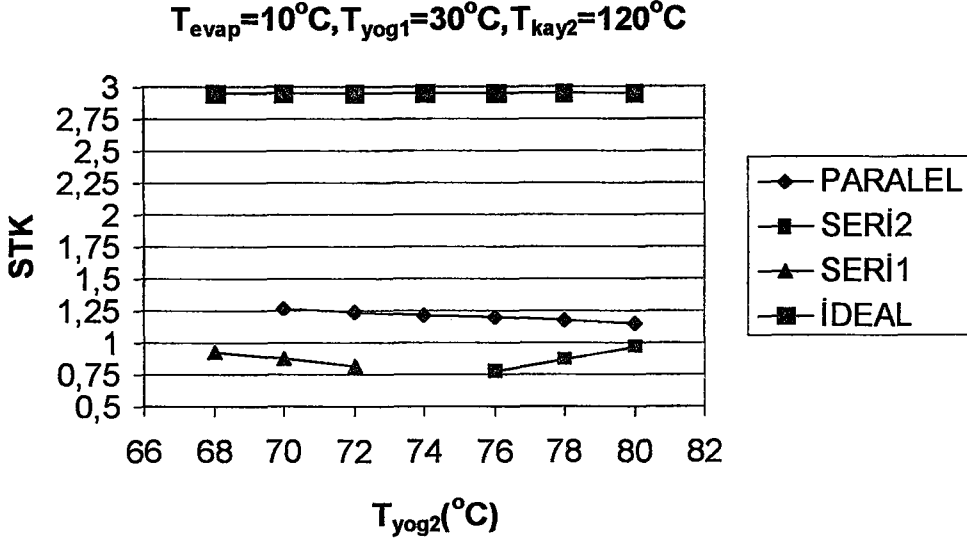
Şekil 4.28 Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcı Kapasitesinin Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi

Yüksek sıcaklık yoğuşturucusundaki sıcaklık artışı,düşük sıcaklıklı yoğuşturucu kapasitesini artırdığından bu elemanda hasil olan akışkanın üretildiği kaynatıcıda da kapasite artırma yönünde davranış gösterecektir.Şekil 4.28' de bu durum açıkça görülebilir.



Şekil 4.29 Yüksek Sıcaklıklı Kaynatıcı Kapasitesinin Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi

Şekil 4.26 ile açıklanan bahis nedeniyle oluşan durumun karşılığı Şekil 4.29' da sunulmuştur.



Şekil 4.30 Soğutma Tesir Katsayısının Yüksek Sıcaklıklı Yoğuşturucu Sıcaklığına Göre Değişimi

Sistemler, farklı işletme şartları için yoğuşturucu, buharlaştırıcı ya da kaynatıcı kapasitelerinde tek başına değişim gösterebilirler. Ancak bu durumun çevrimin geneline ne açıdan ve ne kadar etki ettiği not edilmelidir. Bu durumda soğutma sistemleri için karşımıza Soğutma Tesir Katsayısı çıkar. Sistem performansını inceleyen bu parametre bir mukayese standardı oluşturur. Şekil 4.30 'da oluşan durum için de Paralel Akışlı Çift Kademeli Absorpsiyonlu sistemin daha yüksek STK değerleri verdiği görülebilir.

Sonuç olarak Soğutma Tesir Katsayılarının kıyaslandığı 4 adet Şekle göre; paralel akışlı çift kademeli çevrimler için elde edilebilir maksimum STK, çalışılan tüm parametre dizileri boyunca Seri Akışlı ve Tek Kademeli Çevrimler için olandan daha yüksektir. Bunun nedeni, seri akışlı çevrim durumundaki tüm eriyiğe karşılık, paralel akışlı çevrimin eriyik devresindeki akış bölünmesi nedeniyle düşük sıcaklıklı kaynatıcıdan sadece bir eriyik oranının geçmesidir. Dolayısıyla, seri akışlı çevrimin düşük sıcaklıklı kaynatıcıdaki geri kazanılmayan ısı daha fazla ve böylece STK daha düşük olacaktır.

Yoğuşturucu sıcaklığının, STK üzerindeki etkisi incelendiğinde yoğuşturucu sıcaklığındaki artış, kaynatıcı basıncını yükseltmekte ve bu da yüksek sıcaklıklı

1. Sonuç ve öneriler

kaynatıcı sıcaklığı sabit tutulduğunda buharlaşma oranını azaltmaktadır. Bunun sonucu yüksek sıcaklıklı kaynatıcıdan çıkan buhar, yoğuşturucuya kaçma eğilimi gösterebilir. Pratik sistemler buna izin vermez. Dolayısıyla yoğuşturucu sıcaklığı arttığında kaynatıcıdaki basıncı artırır ve buharlaşma genişliğinde azalmaya yol açar.

Dolayısıyla istenen soğutma kapasitesine ulaşım gerekli soğutucu akışkan oranını korumak için eriyik debisinin artması gerekir. Bu da STK' yı azaltır.

Absorber sıcaklığı fakir eriyik konsantrasyonunu kontrol eder, bunun da etkisi I. Kanun uyarınca fazladır. Absorber sıcaklığındaki artış, diğer parametreler sabit tutulduğunda X_{fe} 'yi artırır. Dolayısıyla kaynatıcı sıcaklığı sabit tutulduğunda kaynatıcıda daha az buhar üretilir. X_{fe} 'deki artış, doğal olarak işlemin konsantrasyon genişliğini artırır ve STK'yı azaltır.

Buharlaştırıcı sıcaklığındaki artış buharlaştırıcı ve absorber basıncını artırır bu da X_{fe} 'yi azaltır. Dolayısıyla buharlaştırıcı sıcaklığındaki artışın etkisi absorber sıcaklığındaki azalmanın etkisiyle aynıdır. Bu yüzden buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça STK artar.

Elde edilen şekiller, STK'nın buharlaştırıcı sıcaklığına, absorber ve yoğuşturucu sıcaklığına göre daha hassas olduğunu göstermiştir.

Çift kademeli sistemlerin STK değerinin tek kademeli sisteminkine göre daha fazla olması ise; çoğu kez dışarıdan ilave bir ısı girişi olmadan (Çift Kademeli sistemlerde düşük dereceli atık ısı veya güneş enerjisinin mevcut olduğu durumlarda çift ısıli operasyon modu, seri akışlı sistem için düşünülebilir. Bu harici ısı düşük sıcaklıklı kaynatıcıda temin edilen dahili ısıyı artırabilir. Bu da yüksek sıcaklıklı kaynatıcıdan temin edilecek ısı girdisini azaltır. Dolayısıyla düşük sıcaklıklı kaynatıcıya verilen harici düşük dereceli ısı arttıkça STK artar, zira yüksek sıcaklıklı kaynatıcı kapasitesi düşer) kaynatıcıdan buharlaşarak ayrılan soğutucu akışkan debisinin tek kademeli sisteme göre yaklaşık olarak iki kat daha fazla olmasıdır.

Seri Akışlı sistemlerde ise üç konsantrasyonlu mod ile çalışılması gerek LiBr-su akışkan çifti kullanan sistemlerde kristalizasyon problemi doğurması nedeniyle daha dar işletme sıcaklıklarına hasıl oluşu gerekse söz konusu konsantrasyonlara bağlı olarak gerçekleşen akış oranı ve STK'sının Paralel tipe göre düşük olması bu sistemin yaygınlaşması adına bir handikap teşkil etmektedir.

4.1. Sonuçlar ve neriler

Bu çalışmada absorpsiyonlu soğutma teknolojisi üzerine birkaç araştırma opsiyonu ele alınmış özellikle de üç yaklaşım vurgulanmıştır. Bunlar; buhar absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde farklı akışkan çiftlerinin performans üzerindeki etkisi, çift kademeli sistemler için paralel ve seri akışlı tip çevrimlerin performansları ile birbirleriyle mukayesesi ve tek kademeli absorpsiyon sistemi ile çift kademeli absorpsiyon sisteminin karşılaştırılmasıdır.

Farklı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin basınc kademe sayıları, işletme sıcaklık aralıkları, kullanılan akışkan çifti, soğutma kapasiteleri, STK'ları ve mevcut durumlarının karşılaştırılması literatürden elde edilmiştir.

Farklı akışkan çiftlerinin karşılaştırılmasında aşağıda açıklanan sonuçlar grlmştir.

Soğutucu olarak suyla birlikte lityum bromür–su eriyiği kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemi, kristalizasyonu önlemek amacıyla genelde iklimlendirme uygulamalarında kullanılırken, NH_3 –su akışkan çifti kullanan absorpsiyon çevrimi her türlü soğutma yükü ve düşük sıcaklıkta soğutma gerektiren endüstriyel uygulamalar için de uygundur.

Bununla birlikte NH_3 –su çevrimi, kabul edilebilir performans sağlamak için LiBr–su çevriminden daha karmaşık olmalıdır. Isıyı daha iyi kazanacak araçlar ve rektifikasyon gerekmektedir.

Lityum Bromür – su eriyiği ile çalışan absorpsiyon evriminin, Amonyak – su eriyiği ile çalışan absorpsiyonlu sistemden daha iyi performans (daha yüksek STK değerleri elde edilmiştir) göstermiştir. Fakat pratik uygulamalar için Lityum Bromrn kristalizasyon probleminin göz önüne alınması gerektiği hususu vurgulanmıştır.

Lityum Bromür – su akışkan çifti kullanılan, çift kademeli seri akışlı ve paralel akışlı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin teorik olarak karşılaştırılması yapılmıştır.

Paralel akışlı sistemin soğutma tesir katsayısı değerlerinin tüm konvansiyonel çalışma şartları için seri akışlı sistemin STK değerinden büyük olduğu grafiklerle gösterilmiş ayrıca sayısal örneklerle de aynı çalışma şartları için paralel tipin soğutma tesir katsayısının büyük olduğu ispatlanmıştır. Seri akışlı sistemlerle kıyaslandığında, paralel akışlı sistemin STK'sı evaporatör sıcaklığındaki varyasyona daha fazla hassas ve kondenser ile absorber sıcaklıklarındaki varyasyonlara ise daha az hassastır. Düşük sıcaklık kaynatıcısındaki harici ısı girişinin paralel akışlı sistem üzerindeki etkisi, seri akışlı sistem üzerindeki etkisinden daha fazla olmuştur.

Tek kademeli ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin karşılaştırılmasına ilişkin yapılan tüm termodinamik analizler, sayısal örnekler ve grafiklerden; çift kademeli sistemlerin tek kademeli sistemlere göre daha iyi performans verdiği –daha yüksek STK değerleri ile çalıştığı– görülmüştür. Bunun nedeni, çift kademeli sistemin, yüksek sıcaklık kondenserinden atılan ısıyla çoğunlukla ilave bir ısıya ihtiyaç duyulmadan ekstra bir kaynatıcının (düşük sıcaklık kaynatıcısının) beslenmesi ve böylece soğutma devresine giden soğutucu akışkan debisinin ikiye katlanmasıdır. Çünkü paralel akışlı tip için çift kademeli sistemlerde buharlaştırıcıda dolaşan soğutucu akışkan; çevrimdeki her iki kaynatıcıdan gelen akışkanın soğutma yükünün sağlandığı bu komponentte toplanması suretiyle tek kademeli sistemlere göre iki kat fazladır. Bu sebeple soğutma yükü ve buna bağlı olarak STK ifadesi iki kat büyüktür. Bununla birlikte pratik uygulamalar için çift kademeli sistemlerin daha çok komponent içerdiği bu nedenle daha fazla yer işgal edeceği göz ardı edilmemesi gereken bir husustur.

Günümüzde birçok tipte absorpsiyon çevrimi geliştirilmiş, fakat en büyük sistem karmaşıklığı, konvansiyonel tek kademeli sistem üzerinde artış göstermiştir. Bu noktada lityum bromür–su kullanan çift kademeli absorpsiyon sistemleri ticari açıdan elverişli ve yüksek performansa sahip tek sistem gibi görünmektedir. Çok kademeli çevrimler üzerine yapılan yakın tarihli araştırma ve geliştirme çalışmaları gelecek için umut vaat etmektedir. Kombine bir ejektör–absorpsiyon sistemi bir diğer opsiyondur. Bu sistem karmaşıklığı az olmakla birlikte, çift kademeli sistemlere eşit bir STK'ya sahiptir. Difüzyon absorpsiyonlu soğutma sistemi, tek gerçek ısıyla çalışan soğutma çevrimidir. Bu sistemin üstün özelliklerinden biri elektrik olmayan yerlerde

çalıştırılabilmesidir. Hareketli parçası yoktur yani bakım gerektirmez ve çalışırken fazla ses çıkartmaz. Yaygın olarak evlerdeki buzdolaplarında kullanılmıştır. Fakat soğutma kapasitesi ve STK'sı düşüktür. (0,1-0,2 arası). Performans arttırmaya yönelik birçok çalışma söz konusudur.



5.KAYNAKLAR

- SRIKHIRIN,P.,S.APHORNRATANA, S. CHUNGPABULPATANA. 2001. A review Of Absorption Refrigeration Technologies. Renewable And Sustainable Energy Reviews, 5(2001), 343–372 p.
- GÖKTUN, S., İ.ER. 2000. Optimum performance Of Irreversible Cascaded and Double Effect Absorption Refrigerators. Applied Energy 67 (2000),265–279 p.
- LAZZARIN, M., A. GASPARELLA, P. ROMAGNONI. 1996 International Journal of Refrigeration, Vol. 19, No.4, 247–256 p.
- RAVIKUMAR, T.S., L. SUGANTHI, A. SAMUEL. 1998, Energy Analysis Of Solar Assisted Double Effect Absorption Refrigeration System. Renewable Energy, 1998, Vol. 14, 55–59 p.
- ARUN, M. B., M.P. MAIYA, S.MURTHY. 1997 Equilibrium Low Pressure Generator Temperatures For Double–Effect Series Flow Absorption Refrigeration Systems. Applied Thermal Engineering 20 (2000), 227–242 p.
- HORUZ, İ. 1998. A Comparison Between Ammonia–Water And Water–Lithium Bromide Solutions In Vapor Absorption Refrigeration Systems. Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 25. No.5. 1998, 711–721 p.
- ARUN, M, B., M.P. MAIYA, S.MURTHY. 2000. Performance Comparison of Double–Effect Parallel–Flow And Series Flow Water–Lithium Bromide Absorption Systems. Applied Thermal Engineering 21 (2001). 1273–1279 P.
- CHEN, J., J. A. SCHOUTEN. 1997. Optimum Performance Characteristics Of An Irreversible Absorption Refrigeration System. Energy Convers. Mgmt Vol. 39, No.110.1998, 999–1007 p.

HORUZ, İ., A. YİĞİT. 1996 Lityum Bromür–Su Çifti ile Çalışan Tek ve Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırması. 4. Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Tekniği Kongresi, 10–12 Nisan 1996, Çukurova Üniversitesi, Adana 63–72 s.

HORUZ, İ. Performance Analysis Of Double–Effect Absorption Air– Conditioners Using Water and Lithium Bromide.

HEROLD, KE., L. RADERMACHER. Absorption Heat Pump, Mech. Eng. Aug, 1989; 68–73 p.

GOSNEY WB. Principle Of Refrigeration Cambridge Uni. Press, 1982.

VLIET GC, L., M.B. LAWSON, R.A. LITHGOW. 1982. Water–Lithium Bromide Double–Effect Absorption Cooling Cycle Analysis. ASHRAE Trans 1982.88, 811–822 p.

KAUSHIK, S.C., S. CHANDRA. Computer Modeling And Parametric Study Of A double–Effect Generation Absorption Refrigeration Cycle. Energy Convers Mgmt 1984, 25(1). 9–14 p.

ZIEGLER, F., R. KAHN, F. SUMMERER, G. ALEFELD. Multi–Effecet Absorption Chillers. Int. J. Refrigeration 1993: (615), 301–310 p.

XU, G.P., D. YQ. Theoretical Analysis And Optimization Of A Double–Effect Series Flow Type Absorption Chiller. Applied Thermal Engineering 1996(16): 975–987 p.

ARUN, M. B., M.P., MAIYA, S.S. MURTHY. Optimal Performance Of Double Effect Series Flow Vopur Absorption Refrigeration Energy Research 1998 (22). 1001–1017 p.

6.EKLER

EK1.Tek Kademeli LiBr-su Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Hesabı Bilgisayar Programı (Fortran)

```

C   TekLi1, Tek kademeli, LiBrSu için 3 Eşanjörlü
C   TekLi2, 3 Eşanjörlü, eriyiğin Cpsi makaledeki formülden
C       TekLi3, 3 Eşanjörlü, TekLi2 den farkı eşanjörlerde cp ler kullanılmadı
entalpilerden gidildi(Bunu kullan)
C   ASSNH3, Tek kademeli, NH3Su için ve Eriyik eşanjörlü ve Soğutma devresi
eşanjörlü, 3. eşanjör
C   ASSNH3de, Tek kademeli, NH3Su için ve Eriyik eşanjörlü ve Soğutma devresi
eşanjörlü, 3. eşanjör, eriyin Cpsi kullanılmadı, entalpiden yapıldı
      OPEN (UNIT=5,FILE='TekLi3.TXT',STATUS='UNKNOWN')
      OPEN (UNIT=6,FILE='cikti.TXT',STATUS='UNKNOWN')
      Tb=10
      Ta=35
      Ty=40
      Tk=100
      epsilon1=0
      epsilon2=0
      epsilon3=0
c   Su buharının doyma basıncı
52  Pb=bas(Tb)
      write(5,*)'Pb=',Pb
      Py=bas(Ty)
      write(5,*)'Py=',Py
c   1,3,6 entalpi değerleri
      T1=Tk
      T3=Ty
      T5=Tb
      T6=Tb

```

```

h1=sbentalp(T1,Py)
write(5,*)'h1 = ',h1
h3=2.326*(1.001*(Ty*1.8+32)-32.05)
write(5,*)'h3 = ',h3
h6=sbentalp(T6,Pb)
write(5,*)'h6 = ',h6
call subuhcp(T6,Cp6)
C  EŞANJÖR 2 (SOĞUTMA DEVRESİ EŞANJÖRÜ)
h6u=sbentalp(T3,Pb)
h7=epsilon2*(h6u-h6)+h6
write(5,*)'h7 = ',h7
if (epsilon2.ne.0) goto 5
T7=T6
h7=h6
write(5,*)'T7 = ',T7
goto 6
5 call sbsic(Pb,h7,T7)
write(5,*)'T7 = ',T7
c    T4 kabul edilerek deneme yanılma yapılıyor (Sadece T4ün bulunması için Cp
kullanılıyor, entalpide yine kullanılmıyor)
6 T4=20
Cp3=4.187
Cp4=4.187
Cp3o4=(Cp3+Cp4)/2
24 yepsilon2=(Cp3o4)*(T3-T4)/(h6u-h6)
if ((ABS(yepsilon2-epsilon2)).LT.0.0002) goto 22
if (yepsilon2-epsilon2)23,22,21
23 T4=T4-3
goto 24
21 T4=T4+0.01
goto 24
22 write(5,*)'T4',T4

```

```

h4=h3-epsilon2*(h6u-h6)
write(5,*)'h4',h4
h5=h4
qexb2=h7-h6
qexs2=h3-h4
write(5,*)'qexb2=',qexb2
write(5,*)'qexs2=',qexs2
c konsantrasyonun bulunuşu
call xkons(Ta,Tb,Xf)
write(5,*)'Xf=',Xf
call xkons(Tk,Ty,Xz)
write(5,*)'Xz=',Xz
if (Xf.lt.Xz) goto 2
write(5,*)'Xf Xz ni aştı'
goto 100
c eriyigin özgül hacmi
2 XXf=Xf/100
YOG30=993.4336+735.2706*XXf+402.0451*XXf*XXf+1028.731*XXf**4.
YOG50=985.7007+731.1280*XXf+402.4513*XXf*XXf+1002.390*XXf**4.
YOGE=((Ta-30)*(YOG50-YOG30))/20.+YOG30
OZHC=1/YOGE
c dolasım oranı
DO=Xf/(Xz-Xf)
write(5,*)'dolasım oranı = ',DO
c pompalama gücü (kJ/kg)
wp=ozhc*(py-pb)
wp2=wp*(DO+1)
write(5,*)'wp=',wp
write(5,*)'wp2=',wp2
T8=Ta
T12=Tk
call entalp(T8,Xf,h8)

```



```

write(5,*)'h8=',h8
call entalp(Tk,Xz,h12)
write(5,*)'h12=',h12
if (Ta.lt.Ty) goto 3

```

C EŞANJÖR 3 (durum 1 : $T_a > T_y$ olması durumu)

```

h2u=sbentalp(T8,Py)
h2=h1-epsilon3*(h1-h2u)
call sbsic(Py,h2,T2)
write(5,*)'T2=',T2
h9=epsilon3*(h1-h2u)/(DO+1)+h8
write(5,*)'h9=',h9
call ersicak(Xf,h9,T9)
write(5,*)'T9=',T9
h10=h9+wp
call ersicak(Xf,h10,T10)
qexf3=(DO+1)*(h9-h8)
qex3=h1-h2
write(5,*)'qex3=',qex3
write(5,*)'qexf3=',qexf3
goto 4

```

C EŞANJÖR 3 (durum 2 : $T_a < T_y$ olması durumu)

```

3 h2u=sbentalp(Ty,Py)
h2=h1-epsilon3*(h1-h2u)
write(5,*)'h2=',h2
if (epsilon3.ne.1) goto 7
T2=Ty
write(5,*)'T2=',T2
goto 8
7 call sbsic(Py,h2,T2)
write(5,*)'T2=',T2
8 h9=epsilon3*(h1-h2u)/(DO+1)+h8
write(5,*)'h9=',h9

```

```

call ersicak(Xf,h9,T9)
write(5,*)'T9=',T9
h10=h9+wp
call ersicak(Xf,h10,T10)
qexf3=(DO+1)*(h9-h8)
qex3=h1-h2
write(5,*)'qex3=',qex3
write(5,*)'qexf3=',qexf3
C  EŞANJÖR 1 (Eriyik Eşanjörü)
C  Durum 1 : Cmin=mf ise,
4  T12u=T12
   call entalp(T12u,Xf,h12u)
   h11=h10+epsilon1*(h12u-h10)
   call ersicak(Xf,h11,T11)
   h13=h12-epsilon1*(DO+1)/DO*(h12u-h10)
   call ersicak(Xz,h13,T13)
c   eps3=1 olması durumunda T13 bulunarak kontrol edilecek. Eğer T13, T10dan
küçük çıkarsa Cmin=mz demektir.
   eps=1
   yh13=h12-eps*(DO+1)/DO*(h12u-h10)
   call ersicak(Xz,yh13,yT13)
   write(5,*)'yT13 ',yT13
   write(5,*)'T10 ',T10
   if (yT13.gt.T10) goto 9
C  Durum 2 : Cmin=mz olmuştur
   write(5,*)'** Cmin = mz **'
   T10u=T10
   call entalp(T10u,Xz,h10u)
   h13=h12-epsilon1*(h12-h10u)
   call ersicak(Xz,h13,T13)
   h11=h10+epsilon1*DO/(DO+1)*(h12-h10u)
   call ersicak(Xf,h11,T11)

```

```

goto 91
9 write(5,*)'*** Cmin = mf ***'
91 write(5,*)'h11=',h11
write(5,*)'T11=',T11
write(5,*)'h13=',h13
write(5,*)'T13=',T13
h14=h13
T14=T13
qex1f=(DO+1)*(h11-h10)
qex1z=DO*(h12-h13)
write(5,*)'qex1f=',qex1f
write(5,*)'qex1z=',qex1z
c Kristalizasyonun kontrolü (T13 için)
call xkrist(Xz,Tcr13)
c write(5,*)'13 noktası için Tcr =',Tcr13
if (T13.GT.Tcr13) goto 60
write(5,*)'Eriyik sıc Tcr nin altında old dan krist tehlikesi var'
goto 100
c q ların hesabı
60 qy=h2-h3
qb=h6-h5
qk=h1+DO*h12-(DO+1)*h11
qa=-1*((DO+1)*h8-DO*h14-h7)
xMsog=10/qb
write(5,*)'qy =',qy
write(5,*)'qb =',qb
write(5,*)'qk =',qk
write(5,*)'qa =',qa
write(5,*)'Msog=',xMsog
c enerji denkliği kontrolü
qya=qy+qa
qbkp=qb+qk+wp2

```

```

write(5,*)'qy + qa =' ,qya
write(5,*)'qb + qk + wp2=' ,qbkp
STK=qb/(qk+wp2)
xITK=(qy+qa)/(qk+wp2)
write(5,*)'STK =' ,STK
write(5,*)'ITK =' ,xITK
write(5,*)'*****'

```

```

c  if (epsilon2.gt.1.01) goto 100
c  write(6,73)epsilon2,STK,qy,qb,qa,qk,T4,T7
c  epsilon2=epsilon2+0.1
c  goto 52

```

```

c  if (Ta.lt.30) goto 100
write(6,73)Ta,STK,DO
c  Ta=Ta-5
c  goto 52

```

```

X1=0
X2=0
X3=0
X4=0
X5=0
X6=0
X7=0
X8=Xf
X9=Xf
X10=Xf
X11=Xf
X12=Xz
X13=Xz
X14=Xz

```

```

WRITE(5,72)T1,X1,h1
WRITE(5,*)' 2', T2,X2,h2
WRITE(5,*)' 3', T3,X3,h3
WRITE(5,*)' 4', T4,X4,h4
WRITE(5,*)' 5', T5,X5,h5
WRITE(5,*)' 6', T6,X6,h6
WRITE(5,*)' 7', T7,X7,h7
WRITE(5,*)' 8', T8,X8,h8
WRITE(5,*)' 9', T9,X9,h9
WRITE(5,*)' 10', T10,X10,h10
WRITE(5,*)' 11', T11,X11,h11
WRITE(5,*)' 12', T12,X12,h12
WRITE(5,*)' 13', T13,X13,h13
WRITE(5,*)' 14', T14,X14,h14

```

72 format(18x,F6.2,2x,F6.2,10x,F10.3)

73 format(f8.3,3x,f8.3,3x,f9.3,3x,f9.3,3x,f9.3,3x,f9.3,3x
&,f9.3,3x,f9.3,3x,f9.3,3x,f9.3)

100 END

C ALTPROGRAMLAR

c Subuharının doyma basıncını bulan altprogram, $P=f(T)$

Function bas(T)

$P=10^{**}(6.21147-2886.373/(T*1.8+491.7)-$

$\&337269.46/(T*1.8+491.7)**2)*6.89643$

bas=P

return

END

c Subuharının Doymuş ve Kızgın buhar entalpisi, $h=f(T,P)$

Function sbentalp(T,P)

```
h=2.326*((0.00274*(T*1.8+32)-0.989805)*P+(0.44942*(T*1.8+32)+
&1060.8))
```

```
sbentalp=h
```

```
END
```

- c Subuharının sıcaklığı, $T=f(P,h)$ (Normalde sb nin entalpisini buluyor)

```
Subroutine sbsic(P,h,T)
```

```
T=10
```

```
34 hsb=2.326*((0.00274*(T*1.8+32)-0.989805)*P+(0.44942*(T*1.8+32)+
&1060.8))
```

```
IF((ABS(hsb-h)).LT.0.5) GO TO 32
```

```
IF(hsb-h)33,32,31
```

```
33 T=T+.5
```

```
GO TO 34
```

```
31 T=T-.05
```

```
GO TO 34
```

```
32 return
```

```
END
```

- c Subuharının mükemmel gaz varsayımı ile C_p si, $C_p=f(T)$

```
Subroutine subuhcp(T,Cp)
```

```
T=T+273.15
```

```
Cp=(32.24+0.1923e-2*T+1.055e-5*T**2
&-3.595e-9*T**3)/18.015
```

```
T=T-273.15
```

```
return
```

```
END
```

- c LiBr Su eriyiğinin sıcaklığının bulan altprogram, $Ter=f(Tsb,X)$

```
Function ersic(T,X)
```

```
Ter=(-2.00755+0.16976*X-0.0031333*X**2+1.97668e-5*X**3)*T+
&(124.937-7.7165*X+0.152286*X**2-7.9509e-4*X**3)
```

```
ersic=Ter
```

```
return
```

```
END
```

c LiBr su eriyiğinin Konsantrasyonun bulan altprogram,(normalde bu denk Te i buluyor)

Subroutine xkons(T,Tak,X)

X=40

24 Ter= $(-2.00755+0.16976*X-0.0031333*X**2+1.97668e-5*X**3)*Tak+$
& $(124.937-7.7165*X+0.152286*X**2-7.9509e-4*X**3)$

IF((ABS(Ter-T)).LT.0.005) GO TO 22

IF(Ter-T)23,22,21

23 X=X+.5

GO TO 24

21 X=X-.0005

GO TO 24

22 return

END

c LiBr su eriyiğinin entalpisini

Subroutine entalp(T,X,h)

A= $-1015.07+79.5387*X-2.358016*X**2+0.03031583*X**3-$
& $1.400261e-4*X**4$

B= $4.68108-0.3037766*X+8.44845e-3*X**2-1.047721e-4*X**3+$
& $4.80097e-7*X**4$

C= $-0.0049107+3.83184e-4*X-1.078963e-5*X**2+1.3152e-7*X**3-$
& $5.897e-10*X**4$

$h=2.326*(A+B*(T*1.8+32)+C*(T*1.8+32)**2)$

return

END

c LiBr su eriyiğinin Tcr (kristalizasyon sıcaklığı) bulan altprogram

Subroutine xkrist(X,Tcr)

XX=X/100

Tcr= $(-24482.8251+119660.035*XX-193206.971*XX**2+$
& $104338.263*XX**3)-273$

return

END

c LiBr Su eriyiğinin h ve X bilinirken Ter (sic) bulan altprog

Subroutine ersicak(X,h,T)

T=50

44 A=-1015.07+79.5387*X-2.358016*X**2+0.03031583*X**3-
&1.400261e-4*X**4

B=4.68108-0.3037766*X+8.44845e-3*X**2-1.047721e-4*X**3+
&4.80097e-7*X**4

C=-0.0049107+3.83184e-4*X-1.078963e-5*X**2+1.3152e-7*X**3-
&5.897e-10*X**4

ental=2.326*(A+B*(T*1.8+32)+C*(T*1.8+32)**2)

c IF((ABS(ental-h)).LT.0.5) GO TO 42

c IF(ental-h)43,42,41

c 43 T=T+.5

c GO TO 44

c 41 T=T-.5

c GO TO 44

c 42 return

IF((ABS(ental-h)).lt.5) goto 45

IF(ental-h)53,45,51

53 T=T+3

goto 44

51 T=T-3

goto 44

45 IF((ABS(ental-h)).LT.0.005) GO TO 42

IF(ental-h)43,42,41

43 T=T+.005

GO TO 44

41 T=T-.005

GO TO 44

42 return

END

c LiBr su eriyiğinin Özgül ısısı (Absorber Makalesindeki denklem)

Subroutine Cpsol(T,X,Cps)

XX=X/100

A=1.098-1.529e-2*XX+6.22e-5*XX**2

B=-3.651e-3+4.204e-5*XX

C=3.576e-5-4.238e-7*XX

Cps=A+B*(T+273)+C*(T+273)**2

return

END

c LiBr su eriyiğinin Özgül ısısı

c Subroutine Cpsol(T,X,Cps)

c x=x/100

c A=-1015.07+79.5387*(x*100)-2.358016*(x*100)**2+

c &0.03031583*(x*100)**3-1.400261e-4*(x*100)**4

c B=4.68108-0.3037766*(x*100)+8.44845e-3*(x*100)**2-

c &1.047721e-4*(x*100)**3+4.80097e-7*(x*100)**4

c C=-0.0049107+3.83184e-4*(x*100)-1.078963e-5*(x*100)**2+

c &1.3152e-7*(x*100)**3-5.897e-10*(x*100)**4

c Cps=(2.326*(A+B*(T*1.8+32)+C*(T*1.8+32)**2))/T

c X=X*100

c return

c END

Ek 2. İki Kademeli Paralel Akışlı LiBr-su Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Hesabı Bilgisayar Programı(Fortran)

c ikpaLi1, İki kademeli LiBrSu Paralel akışlı, hem 1. hem 2. eşanjörün $C_{min}=C_f$ olması durumu için de çözüm yapıyor.

c ikpaLi2, ikpaLi1 den farkı entalpilerden çözüme gitmesi (farklı durumları için yapılmaya çalışıldı ama yanlış oldu)

c ikpaLi3, ikpaLi1 den farkı entalpilerden çözüme gitmesi (bunu kullan, ancak farklı durumları için henüz yapılmadı)

```
OPEN (UNIT=5,FILE='ikPaLi3.TXT',STATUS='UNKNOWN')
```

```
Tb=10
```

```
Ta=35
```

```
Ty1=35
```

```
Ty2=70
```

```
Tk=130
```

```
eps1=0.3
```

```
eps2=0.3
```

c Su buharının doyma basıncı

```
Pb=bas(Tb)
```

```
write(5,*)'Pb=',Pb
```

```
Py1=bas(Ty1)
```

```
write(5,*)'Py1=',Py1
```

```
Py2=bas(Ty2)
```

```
write(5,*)'Py2=',Py2
```

c 1,2,3,5,20,21,22 entalpi değerleri

```
T1=Tk
```

```
T2=Ty2
```

```
T5=Tb
```

```
T20=Ty2
```

```
h1=sbentalp(T1,Py2)
```

```
write(5,*)'h1 = ',h1
```

```
h2=2.326*(1.001*(T2*1.8+32)-32.05)
```

```

write(5,*)'h2 = ',h2
h3=h2
T3=T2
h5=sbentalp(T5,Pb)
write(5,*)'h5 = ',h5
h20=sbentalp(T20,Py1)
write(5,*)'h20 = ',h20
h21=2.326*(1.001*(Ty1*1.8+32)-32.05)
write(5,*)'h21 = ',h21
T21=Ty1
h22=h21
T22=T21
h4=(h3+h22)/2
T4=(T3+T22)/2
c konsantrasyonun bulunuşu
call xkons(Ta,Pb,Xf)
write(5,*)'Xf=',Xf
call xkons(Tk,Py2,Xz)
write(5,*)'Xz=',Xz
c eriyigin özgül hacmi
XXf=Xf/100
YOG30=993.4336+735.2706*XXf+402.0451*XXf*XXf+1028.731*XXf**4.
YOG50=985.7007+731.1280*XXf+402.4513*XXf*XXf+1002.390*XXf**4.
YOGE=((Ty1-30)*(YOG50-YOG30))/20.+YOG30
OZHC=1/YOGE
c pompalama gücü (kJ/kg)
wp1=ozhc*(py1-pb)
wp2=ozhc*(py2-py1)
wp1y=wp1*(Xf/(Xz-Xf)+1)
wp2y=wp2*(Xf/(Xz-Xf)+1)/2
c entalpiler
T6=Ta

```

```

call entalp(Ta,Xf,h6)
write(5,*)'h6=',h6
h7=h6+wp1
call ersicak(Xf,h7,T7)
write(5,*)'T7 =',T7
write(5,*)'h7 =',h7
T13=Tk
call entalp(Tk,Xz,h13)
write(5,*)'h13=',h13
T19=Ty2
call entalp(Ty2,Xz,h19)
write(5,*)'h19=',h19

```

C eps1 ve eps2nin 1 olması durumları için sıcaklıklar bulunarak Cmin lerin Cz olup olmadığı kontrol edilecek

c T16 kabul edilerek deneme yanılma yapıyor

```

xT16=90
xeps1=1
xeps2=1
call entalp(T7,Xz,xh7u)
call entalp(xT16,Xz,xh16)

```

144 $xh17=xh16-xeps1*(xh16-xh7u)$

```

call ersicak(Xz,xh17,xT17)
xT18=xT17
xh18=xh17
xh8=xeps1*Xf/Xz*(xh16-xh7u)+h7
call ersicak(Xf,xh8,xT8)
xT9=xT8
xT10=xT8
xh9=xh8
xh10=xh8
xh11=xh8+wp2
call ersicak(Xf,xh11,xT11)

```

```

c  **2. Eşanj de  $C_{min}=C_z$  olması durumu için,
  call entalp(xT11,Xz,xh11u)
  xh14=h13-xeps2*(h13-xh11u)
  call ersicak(Xz,xh14,xT14)
  xT15=xT14
  xh15=xh14
  xh12=xeps2*Xf/Xz*(h13-xh11u)+xh11
  call ersicak(Xf,xh12,xT12)
  yxh16=(xh15+h19)/2
142 if ((ABS(yxh16-xh16)).LT.0.2) goto 152
    if (yxh16-xh16)153,152,151
153  xh16=xh16-0.2
    goto 144
151  xh16=xh16+5
    goto 144
152  call ersicak(Xz,xh16,xT16)
    write(5,*)'xT8 ',xT8
    write(5,*)'xT12 ',xT12
    write(5,*)'xT15 ',xT15
    write(5,*)'xT16 ',xT16
    write(5,*)'xT17 ',xT17
    if (xT8.lt.xT16) goto 80
    write(5,*)'Cmin1=Cf1 olmaktadır'

c  ****1. Eşanj de  $C_{min1}=C_{f1}$  olması durumu için,
  T16=90
64  call entalp(T16,Xf,h16u)
    call entalp(T16,Xz,h16)
    h8=h7+eps1*(h16u-h7)
    call ersicak(Xf,h8,T8)
    T9=T8
    T10=T8
    h9=h8

```

```

h10=h8
h11=h8+wp2
call ersicak(Xf,h11,T11)
h17=h16-eps1*Xz/Xf*(h16u-h7)
call ersicak(Xf,h8,T8)
T18=T17
h18=h17
goto 65
80 write(5,*)'Cmin1=Cz1 kabulü ile'
c ****1. Eşanj de Cmin1=Cz1**** olması durumu için,
c T16 kabul edilerek deneme yanılma yapıyor
T16=90
call entalp(T7,Xz,h7u)
call entalp(T16,Xz,h16)
44 h17=h16-eps1*(h16-h7u)
call ersicak(Xz,h17,T17)
T18=T17
h18=h17
h8=eps1*Xf/Xz*(h16-h7u)+h7
call ersicak(Xf,h8,T8)
T9=T8
T10=T8
h9=h8
h10=h8
h11=h8+wp2
call ersicak(Xf,h11,T11)
c **2. Eşanj de Cmin=Cz** olması durumu için,
65 call entalp(T11,Xz,h11u)
h14=h13-eps2*(h13-h11u)
call ersicak(Xz,h14,T14)
T15=T14
h15=h14

```

```

h12=eps2*Xf/Xz*(h13-h11u)+h11
call ersicak(Xf,h12,T12)
yh16=(h15+h19)/2
42 if ((ABS(yh16-h16)).LT.0.2) goto 52
   if (yh16-h16)53,52,51
53 h16=h16-0.2
   goto 44
51 h16=h16+5
   goto 44
52 qex1f=Xz/Xf*(h8-h7)
   qex1z=h16-h17
   qex2f=Xz/Xf*(h12-h11)
   qex2z=h13-h14
   write(5,*)'qex1f',qex1f
   write(5,*)'qex1z',qex1z
   write(5,*)'qex2f',qex2f
   write(5,*)'qex2z',qex2z
   call ersicak(Xz,h16,T16)
c   Kristalizasyonun kontrolü (T14 ve T17 kontrol ediliyor)
   call xkrist(Xz,Tcr14)
c   write(5,*)'14 noktası için Tcr =',Tcr14
   if (T14.GT.Tcr14) goto 12
   write(5,*)'T14 sic Tcr nin altında old dan krist tehlikesi var'
   goto 100
12 call xkrist(Xz,Tcr17)
c   write(5,*)'17 noktası için Tcr =',Tcr17
   if (T17.GT.Tcr17) goto 13
   write(5,*)'T17 sic Tcr nin altında old dan krist tehlikesi var'
   goto 100
13 X1=0
   X2=0
   X3=0

```

X4=0

X5=0

X6=Xf

X7=Xf

X8=Xf

X9=Xf

X10=Xf

X11=Xf

X12=Xf

X13=Xz

X14=Xz

X15=Xz

X16=Xz

X17=Xz

X18=Xz

X19=Xz

X20=0

X21=0

X22=0

write(5,*)'*****'

WRITE(5,78)T1,X1,h1

WRITE(5,*)' 2', T2,X2,h2

WRITE(5,*)' 3', T3,X3,h3

WRITE(5,*)' 4', T4,X4,h4

WRITE(5,*)' 5', T5,X5,h5

WRITE(5,*)' 6', T6,X6,h6

WRITE(5,*)' 7', T7,X7,h7

WRITE(5,*)' 8', T8,X8,h8

WRITE(5,*)' 9', T9,X9,h9

WRITE(5,*)' 10', T10,X10,h10

WRITE(5,*)' 11', T11,X11,h11

WRITE(5,*)' 12', T12,X12,h12


```

WRITE(5,*)' 13', T13,X13,h13
WRITE(5,*)' 14', T14,X14,h14
WRITE(5,*)' 15', T15,X15,h15
WRITE(5,*)' 16', T16,X16,h16
WRITE(5,*)' 17', T17,X17,h17
WRITE(5,*)' 18', T18,X18,h18
WRITE(5,*)' 19', T19,X19,h19
WRITE(5,*)' 20', T20,X20,h20
WRITE(5,*)' 21', T21,X21,h21
WRITE(5,*)' 22', T22,X22,h22

```

78 format(18x,F6.2,2x,F6.2,10x,F10.3)

c q ların hesabı

qb=h5-h4

qy1=-1*(h21-h20)/2

qy2=-1*(h2-h1)/2

qk2=(h1-h13)/2+Xz/(Xz-Xf)/2*(h13-h12)

qk1=(h20-h19)/2+Xz/(Xz-Xf)/2*(h19-h9)

qa=-1*(Xz/(Xz-Xf)*(h6-h18)+(h18-h5))

xMsog=10/qb

write(5,*)'qb ',qb

write(5,*)'qy1 ',qy1

write(5,*)'qy2 ',qy2

write(5,*)'qk2 ',qk2

write(5,*)'qk1 ',qk1

write(5,*)'qa ',qa

write(5,*)'Msog',xMsog

write(5,*)'wp1y ',wp1y

write(5,*)'wp2y ',wp2y

if (qk1.gt.0) goto 94

write(5,*)'qk1 negatif oldu'

```

goto 100
94 fark=qk1-qy2
   q1=qy1+qy2+qa
   q2=qb+qk1+qk2+wp1y+wp2y
   write(5,*)'qy1+qy2+qa =',q1
   write(5,*)'qb+qkyuk+qkdus+wp1+wp2 =',q2
   if (fark.lt.0) goto 95
   STK=qb/(qk2+wp1y+wp2y+fark)
   goto 96
95  STK=qb/(qk2+wp1y+wp2y)
96  xITK=(qy1+qa)/(qk2+wp1y+wp2y)
   write(5,*)'STK =',STK
   write(5,*)'ITK =',xITK

100  END

```

C ALTPROGRAMLAR

c Subuharının doyma basıncını bulan altprogram, $P=f(T)$

Function bas(T)

$$P=10^{**}(6.21147-2886.373/(T*1.8+491.7)-$$

$$\&337269.46/(T*1.8+491.7)**2)*6.89643$$

bas=P

return

END

c Subuharının Doymuş ve Kızgın buhar entalpisi, $h=f(T,P)$

Function sbentalp(T,P)

$$h=2.326*((0.00274*(T*1.8+32)-0.989805)*P+(0.44942*(T*1.8+32)+$$

$$\&1060.8))$$

sbentalp=h

END

- c LiBr Su eriyiğinin sıcaklığının bulan altprogram, $T_{er}=f(T_{sb},X)$

Function ersic(T,X)

$T_{er}=(-2.00755+0.16976*X-0.0031333*X^{**2}+1.97668e-5*X^{**3})*T+$
 $\&(124.937-7.7165*X+0.152286*X^{**2}-7.9509e-4*X^{**3})$

ersic=Ter

return

END

- c LiBr su eriyiğinin Konsantrasyonun bulan altprogram,(normalde bu denk Te i buluyor)

Subroutine xkons(T,Tak,X)

X=40

24 $T_{er}=(-2.00755+0.16976*X-0.0031333*X^{**2}+1.97668e-5*X^{**3})*T_{ak}+$
 $\&(124.937-7.7165*X+0.152286*X^{**2}-7.9509e-4*X^{**3})$

IF((ABS(Ter-T)).LT.0.005) GO TO 22

IF(Ter-T)23,22,21

23 X=X+.5

GO TO 24

21 X=X-.0005

GO TO 24

22 return

END

- c LiBr su eriyiğinin entalpisini

Subroutine entalp(T,X,h)

$A=-1015.07+79.5387*X-2.358016*X^{**2}+0.03031583*X^{**3}-$
 $\&1.400261e-4*X^{**4}$

$B=4.68108-0.3037766*X+8.44845e-3*X^{**2}-1.047721e-4*X^{**3}+$
 $\&4.80097e-7*X^{**4}$

$C=-0.0049107+3.83184e-4*X-1.078963e-5*X^{**2}+1.3152e-7*X^{**3}-$
 $\&5.897e-10*X^{**4}$

$h=2.326*(A+B*(T*1.8+32)+C*(T*1.8+32)**2)$

return

END

c LiBr Su eriyiğinin h ve X bilinirken Ter (sıc) bulan altprog

Subroutine ersicak(X,h,T)

T=10

44 A=-1015.07+79.5387*X-2.358016*X**2+0.03031583*X**3-
&1.400261e-4*X**4

B=4.68108-0.3037766*X+8.44845e-3*X**2-1.047721e-4*X**3+
&4.80097e-7*X**4

C=-0.0049107+3.83184e-4*X-1.078963e-5*X**2+1.3152e-7*X**3-
&5.897e-10*X**4

ental=2.326*(A+B*(T*1.8+32)+C*(T*1.8+32)**2)

IF((ABS(ental-h)).LT.5) GO TO 42

IF(ental-h)43,42,41

43 T=T+5

GO TO 44

41 T=T-1

GO TO 44

42 IF((ABS(ental-h)).LT.0.01) GO TO 52

IF(ental-h)53,52,51

53 T=T+0.5

GO TO 44

51 T=T-.01

GO TO 44

52 return

END

c LiBr su eriyiğinin Tcr (kristalizasyon sıcaklığı) bulan altprogram

Subroutine xkrist(X,Tcr)

XX=X/100

Tcr=(-24482.8251+119660.035*XX-193206.971*XX**2+
&104338.263*XX**3)-273

return

END

c LiBr su eriyiğinin Özgül ısısı (Absorber Makalesindeki denklem)

Subroutine Cpsol(T,X,Cps)

XX=X/100

A=1.098-1.529e-2*XX+6.22e-5*XX**2

B=-3.651e-3+4.204e-5*XX

C=3.576e-5-4.238e-7*XX

Cps=A+B*(T+273)+C*(T+273)**2

return



**Ek 3. İki Kademeli Seri-1 Akışlı LiBr-su Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Hesabı
Bilgisayar Programı (Fortran)**

c ikse1Li3(iki kademeli seri 1 akışlı)

```
OPEN(UNIT=5,FILE='ikse1Li3.TXT',STATUS='UNKNOWN')
```

```
Tb=11
```

```
Ta=30
```

```
Ty1=30
```

```
Ty2=70
```

```
Tk=120
```

```
eps1=0.3
```

```
eps2=0.3
```

c Su buharının doyma basıncı

```
Pb=bas(Tb)
```

```
write(5,*)'Pb=',Pb
```

```
Py1=bas(Ty1)
```

```
write(5,*)'Py1=',Py1
```

```
Py2=bas(Ty2)
```

```
write(5,*)'Py2=',Py2
```

c 1,2,3,5,16,17,18 entalpi değerleri

```
T1=Tk
```

```
T2=Ty2
```

```
T5=Tb
```

```
T16=Ty2
```

```
h1=sbentalp(T1,Py2)
```

```
write(5,*)'h1=',h1
```

```
h2=2.326*(1.001*(T2*1.8+32)-32.05)
```

```
write(5,*)'h2=',h2
```

```
h3=h2
```

```
T3=T2
```

```
h5=sbentalp(T5,Pb)
```

```
write(5,*)'h5=',h5
```

h16=sbentalp(T16,Py1)

write(5,*)'h16=',h16

h17=2.326*(1.001*(Ty1*1.8+32)-32.05)

write(5,*)'h17=',h17

T17=Ty1

h18=h17

T18=T17

c konsantrasyonun bulunuşu

call xkons(Ta,Pb,Xf1)

write(5,*)'Xf1=',Xf1

call xkons(Tk,Py2,Xz)

write(5,*)'Xz=',Xz

call xkons(Ty2,Py1,Xf2)

write(5,*)'Xf2=',Xf2

$h4=(1-(Xf2-Xf1)/Xf2*Xz/(Xz-Xf1))*h3+(Xf2-Xf1)/Xf2*Xz/(Xz-Xf1)*h18$

$T4=(Xf2-Xf1)/Xf2*Xz/(Xz-Xf1)*(T17-T2)+T2$

$XXX=1-(Xf2-Xf1)/Xf2*Xz/(Xz-Xf1)$

write(5,*)'XXX',XXX

$XXX=Xz/(Xz-Xf2)*(1-(Xf2-Xf1)/Xf2*Xz/(Xz-Xf1))$

write(5,*)'XXX',XXX

c eriyiğin özgül hacmi

$XXf1=Xf1/100$

$YOG30=993.4336+735.2706*XXf1+402.0451*XXf1*XXf1+1028.731*XXf1**4.$

$YOG50=985.7007+731.1280*XXf1+402.4513*XXf1*XXf1+1002.390*XXf1**4.$

$YOG E=((Ty1-30)*(YOG50-YOG30))/20.+YOG30$

$OZHC=1/YOG E$

c ikinci fakir eriyiğin özgül hacmi

$XXf2=Xf2/100$

$YOG20=993.4336+735.2706*XXf2+402.0451*XXf2*XXf2+1028.731*XXf2**4$

$YOG40=985.7007+731.1280*XXf2+402.4513*XXf2*XXf2+1002.390*XXf2**4$

$YOG F=((Ty2-30)*(YOG40-YOG20))/20.+YOG20$

OZH=1/YOGF

c pompalama gücü (kJ/kg)

wp1=ozhc*(Py1-Pb)

wp2=ozhc*(Py2-Py1)

wp1y=wp1*(Xf1/(Xz-Xf1)+1)

wp2y=wp2*(Xf2/(Xz-Xf2)+1)/2

c entalpiler

T6=Ta

call entalp(Ta,Xf1,h6)

write(5,*)'h6=',h6

h7=h6+wp1

call ersicak(Xf1,h7,T7)

write(5,*)'T7=',T7

write(5,*)'h7=',h7

T12=Tk

call entalp(Tk,Xz,h12)

write(5,*)'h12=',h12

T9=Ty2

call entalp(Ty2,Xf2,h9)

write(5,*)'h9=',h9

h10=h9+wp2

call ersicak(Xf2,h10,T10)

c eriyik eşanjörlerinin çıkış noktalarının entalpi ve sıcaklıklarını bulan döngü

c epsilon=Q/Qmax olduğundan,Q'lara ulaşmak için Qmax'lar aranıyor.Bunun için kabul yapılıyor.

c T11 kabul edilerek deneme yanılma yapılıyor.

xT11=T12

xeps2=1

call entalp(xT11,Xf2,xh11)

xh13=h12-Xz/Xf2*(xh11-h10)*xeps2

call ersicak(Xz,xh13,xT13)

if(xT13.gt.T10)goto 83


```

xyT13=T10
call entalp(xyT13,Xz,xyh13)
h11=eps2*Xf2/Xz*(h12-xyh13)+h10
call ersicak(Xf2,h11,T11)
h13=h12-Xz/Xf2*(h11-h10)
call ersicak(Xz,h13,T13)
goto 84
83  h13=h12-eps2*Xz/Xf2*(xh11-h10)
    call ersicak(Xz,h13,T13)
    h11=h10+Xf2/Xz*(h12-h13)
    call ersicak(Xf2,h11,T11)
84  write(5,*)'h11=',h11
    write(5,*)'h13=',h13
    write(5,*)'T11=',T11
    write(5,*)'T13=',T13
c   1 no'lu eriyik eşanjörünün çıkış noktalarının entalpi ve sıcaklıklarını bulan döngü
xT8=T13
xeps1=1
call entalp(xT8,Xf1,xh8)
xh14=h13-Xz/Xf1*(xh8-h7)*xeps1
call ersicak(Xz,xh14,xT14)
if(xT14.gt.T7)goto 23
xyT14=T7
call entalp(xyT14,Xz,xyh14)
h8=eps1*Xf1/Xz*(h13-xyh14)+h7
call ersicak(Xf1,h8,T8)
h14=h13-Xz/Xf1*(h8-h7)
call ersicak(Xz,h14,T14)
goto 24
23  h14=h13-eps1*Xz/Xf1*(h8-h7)
    call ersicak(Xz,h14,T14)
    h8=h7+Xf1/Xz*(h13-h14)

```

```
call ersicak(Xf1,h8,T8)
```

```
24 h15=h14
```

```
T15=T14
```

```
write(5,*)'h8=',h8
```

```
write(5,*)'h14=',h14
```

```
write(5,*)'T8=',T8
```

```
write(5,*)'T14=',T14
```

```
c kristalizasyon kontrolü(T13 ve T14 kontrol ediliyor)
```

```
call xkrist(Xz,Tcr13)
```

```
write(5,*)'13 noktası için Tcr=',Tcr13
```

```
call xkrist(Xz,Tcr14)
```

```
write(5,*)'14 noktası için Tcr=',Tcr14
```

```
X1=0
```

```
X2=0
```

```
X3=0
```

```
X4=0
```

```
X5=0
```

```
X6=Xf1
```

```
X7=Xf1
```

```
X8=Xf1
```

```
X9=Xf2
```

```
X10=Xf2
```

```
X11=Xf2
```

```
X12=Xz
```

```
X13=Xz
```

```
X14=Xz
```

```
X15=Xz
```

```
X16=0
```

```
X17=0
```

```
X18=0
```

```
write(5,*)'*****'
```

```
WRITE(5,78)T1,X1,h1
```

```

WRITE(5,*)' 2',T2,X2,h2
WRITE(5,*)' 3',T3,X3,h3
WRITE(5,*)' 4',T4,X4,h4
WRITE(5,*)' 5',T5,X5,h5
WRITE(5,*)' 6',T6,X6,h6
WRITE(5,*)' 7',T7,X7,h7
WRITE(5,*)' 8',T8,X8,h8
WRITE(5,*)' 9',T9,X9,h9
WRITE(5,*)' 10',T10,X10,h10
WRITE(5,*)' 11',T11,X11,h11
WRITE(5,*)' 12',T12,X12,h12
WRITE(5,*)' 13',T13,X13,h13
WRITE(5,*)' 14',T14,X14,h14
WRITE(5,*)' 15',T15,X15,h15
WRITE(5,*)' 16',T16,X16,h16
WRITE(5,*)' 17',T17,X17,h17
WRITE(5,*)' 18',T18,X18,h18

```

78 format(18x,F6.2,2x,F6.2,10x,F10.3)

c q ların hesabı

$$q_b = h_5 - h_4$$

$$q_{y1} = -1 * (X_{f2} - X_{f1}) / X_{f2} * X_z / (X_z - X_{f1}) * (h_{17} - h_{16})$$

$$q_{y2} = -1 * (1 - (X_{f2} - X_{f1}) / X_{f2} * X_z / (X_z - X_{f1})) * (h_2 - h_1)$$

$$q_{k2} = (1 - (X_{f2} - X_{f1}) / X_{f2} * X_z / (X_z - X_{f1})) * (h_1 - h_{12}) +$$

$$\& X_z / (X_z - X_{f2}) * (1 - (X_{f2} - X_{f1}) / X_{f2} * X_z / (X_z - X_{f1})) * (h_{12} - h_{11})$$

$$q_{k1} = (X_{f2} - X_{f1}) / X_{f2} * X_z / (X_z - X_{f1}) * (h_{16} - h_9) + X_z / (X_z - X_{f1}) * (h_9 - h_8)$$

$$q_a = -1 * (X_z / (X_z - X_{f1})) * (h_6 - h_{15}) - h_5 + h_{15}$$

```

xMsog=10/qb
write(5,*)'qb',qb
write(5,*)'qy1',qy1
write(5,*)'qy2',qy2
write(5,*)'qk2',qk2
write(5,*)'qk1',qk1
write(5,*)'qa',qa
write(5,*)'Msog',xMsog
write(5,*)'wp1y',wp1y
write(5,*)'wp2y',wp2y
if(qk1.gt.0)goto 94
write(5,*)'qk1 negatif oldu'
goto 100
94 fark=qk1-qy2
write(5,*)'fark',fark
q1=qy1+qy2+qa
q2=qb+qk1+qk2+wp1y+wp2y
write(5,*)'qy1+qy2+qa=',q1
write(5,*)'qb+qkyuk+qkdus+wp1y+wp2y=',q2
if(fark.lt.0)goto 95
STK=qb/(qk2+wp1y+wp2y+fark)
goto 96
95 STK=qb/(qk2+wp1y+wp2y)
96 xITK=(qy1+qa)/(qk2+wp1y+wp2y)
write(5,*)'STK=',STK
write(5,*)'ITK=',xITK

100 END

```

C ALTPROGRAMLAR

c Subuharının doyma basıncını bulan altprogram, $P=f(T)$

Function bas(T)

$P=10^{**}(6.21147-2886.373/(T*1.8+491.7)-$
 $\&337269.46/(T*1.8+491.7)**2)*6.89643$

bas=P

return

END

- c Subuharının Doymuş ve Kızgın buhar entalpisi, $h=f(T,P)$

Function sbentalp(T,P)

$h=2.326*((0.00274*(T*1.8+32)-0.989805)*P+(0.44942*(T*1.8+32)+$
 $\&1060.8))$

sbentalp=h

END

- c LiBr Su eriyiğinin sıcaklığını bulan altprogram, $Ter=f(Tsb,X)$

Function ersic(T,X)

$Ter=(-2.00755+0.16976*X-0.0031333*X**2+1.97668e-5*X**3)*T+$
 $\&(124.937-7.7165*X+0.152286*X**2-7.9509e-4*X**3)$

ersic=Ter

return

END

- c LiBr su eriyiğinin Konsantrasyonunu bulan altprogram, (normalde bu denk Te i buluyor)

Subroutine xkons(T, Tak, X)

X=40

24 $Ter=(-2.00755+0.16976*X-0.0031333*X**2+1.97668e-5*X**3)*Tak+$
 $\&(124.937-7.7165*X+0.152286*X**2-7.9509e-4*X**3)$

IF((ABS(Ter-T)).LT.0.005)GO TO 22

IF(Ter-T)23,22,21

23 X=X+.5

GO TO 24

21 X=X-.0005

GO TO 24

22 return

END

- c LiBr su eriyiğinin entalpisini

Subroutine entalp(T,X,h)

A=-1015.07+79.5387*X-2.358016*X**2+0.03031583*X**3-
&1.400261e-4*X**4

B=4.68108-0.3037766*X+8.44845e-3*X**2-1.047721e-4*X**3+
&4.80097e-7*X**4

C=-0.0049107+3.83184e-4*X-1.078963e-5*X**2+1.3152e-7*X**3-
&5.897e-10*X**4

h=2.326*(A+B*(T*1.8+32)+C*(T*1.8+32)**2)

return

END

- c LiBr Su eriyiğinin h ve X bilinirken Ter(sıc) bulan altprog

Subroutine ersicak(X,h,T)

T=10

44 A=-1015.07+79.5387*X-2.358016*X**2+0.03031583*X**3-
&1.400261e-4*X**4

B=4.68108-0.3037766*X+8.44845e-3*X**2-1.047721e-4*X**3+
&4.80097e-7*X**4

C=-0.0049107+3.834e-4*X-1.078963e-5*X**2+1.3152e-7*X**3-
&5.897e-10*X**4

ental=2.326*(A+B*(T*1.8+32)+C*(T*1.8+32)**2)

IF((ABS(ental-h)).LT.5)GO TO 42

IF(ental-h)43,42,41

43 T=T+5

GO TO 44

41 T=T-1

GO TO 44

42 IF((ABS(ental-h)).LT.0.01)GO TO 52

IF(ental-h)53,52,51

53 T=T+0.5

GO TO 44

51 T=T-.01

GO TO 44

52 return

END

c LiBr su eriyiğinin Tcr(kristalizasyon sıcaklığı) bulan altprogram

Subroutine xkrist(X,Tcr)

XX=X/100

Tcr=(-24482.8251+119660.035*XX-193206.971*XX**2+
&104338.263*XX**3)-273

return

END

c LiBr su eriyiğinin Özgül ısısı(Absorber Makalesindeki denklem)

Subroutine Cpsol(T,X,Cps)

XX=X/100

A=1.098-1.529e-2*XX+6.22e-5*XX**2

B=-3.651e-3+4.204e-5*XX

C=3.576e-5-4.238e-7*XX

Cps=A+B*(T+273)+C*(T+273)**2

return

END

**Ek 4. İki Kademeli Seri-2 Akışlı LiBr-su Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Hesabı
Bilgisayar Programı (Fortran)**

c ikse2Li3(iki kademeli seri 2 akışlı)

```
OPEN(UNIT=5,FILE='ikse2Li3.TXT',STATUS='UNKNOWN')
```

```
Tb=5
```

```
Ta=30
```

```
Ty1=30
```

```
Ty2=80
```

```
Tk=115
```

```
eps1=0.3
```

```
eps2=0.3
```

c Su buharının doyma basıncı

```
Pb=bas(Tb)
```

```
write(5,*)'Pb=',Pb
```

```
Py1=bas(Ty1)
```

```
write(5,*)'Py1=',Py1
```

```
Py2=bas(Ty2)
```

```
write(5,*)'Py2=',Py2
```

c 1,2,3,5,16,17,18 entalpi değerleri

```
T1=Tk
```

```
T2=Ty2
```

```
T5=Tb
```

```
T16=Ty2
```

```
h1=sbentalp(T1,Py2)
```

```
write(5,*)'h1=',h1
```

```
h2=2.326*(1.001*(T2*1.8+32)-32.05)
```

```
write(5,*)'h2=',h2
```

```
h3=h2
```

```
T3=T2
```

```
h5=sbentalp(T5,Pb)
```

```
write(5,*)'h5=',h5
```



```

h16=sbentalp(T16,Py1)
write(5,*)'h16=',h16
h17=2.326*(1.001*(Ty1*1.8+32)-32.05)
write(5,*)'h17=',h17
T17=TY1
h18=h17
T18=T17
c konsantrasyonun bulunuşu
call xkons(Ta,Pb,Xf)
write(5,*)'Xf=',Xf
call xkons(Tk,Py2,Xz1)
write(5,*)'Xz1=',Xz1
call xkons(Ty2,Py1,Xz2)
write(5,*)'Xz2=',Xz2
h4=(1-(Xz2-Xz1)/Xz1*Xf/(Xz2-Xf))*h3+(Xz2-Xz1)/Xz1*Xf/(Xz2-Xf)*h18
T4=(Xz2-Xz1)/Xz1*Xf/(Xz2-Xf)*(T17-T2)+T2
c eriyiğın özgül hacmi
XXf=Xf/100
YOG30=993.4336+735.2706*XXf+402.0451*XXf*XXf+1028.731*XXf**4.
YOG50=985.7007+731.1280*XXf+402.4513*XXf*XXf+1002.390*XXf**4.
YOGE=((Ty1-30)*(YOG50-YOG30))/20.+YOG30
OZHC=1/YOGE
c pompalama gücü (kJ/kg)
wp=ozhc*(Py2-Pb)
wpy=wp*(Xf/(Xz1-Xf)+1)
c entalpiler
T6=Ta
call entalp(Ta,Xf,h6)
write(5,*)'h6=',h6
h7=h6+wp
call ersicak(Xf,h7,T7)
write(5,*)'T7=',T7

```

```
write(5,*)'h7=',h7
```

```
T10=Tk
```

```
call entalp(Tk,Xz1,h10)
```

```
write(5,*)'h10=',h10
```

```
T13=Ty2
```

```
call entalp(Ty2,Xz2,h13)
```

```
write(5,*)'h13=',h13
```

- c 1 no'lu eriyik eşanjörünün çıkış noktalarının entalpi ve sıcaklıklarını bulan döngü

```
xT8=T13
```

```
xeps1=1
```

```
call entalp(xT8,Xf,xh8)
```

```
xh14=h13-Xz2/Xf*(xh8-h7)*xeps1
```

```
call ersicak(Xz2,xh14,xT14)
```

```
if(xT14.gt.T7)goto 23
```

```
xyT14=T7
```

```
call entalp(xyT14,Xz2,xyh14)
```

```
h8=h7+eps1*Xf/Xz2*(h13-xyh14)
```

```
call ersicak(Xf,h8,T8)
```

```
h14=h13-Xz2/Xf*(h8-h7)
```

```
call ersicak(Xz2,h14,T14)
```

```
goto 24
```

- 23 h14=h13-eps1*Xz2/Xf*(h8-h7)

```
call ersicak(Xz2,h14,T14)
```

```
h8=h7+Xf/Xz2*(h13-h14)
```

```
call ersicak(Xf,h8,T8)
```

- 24 h15=h14

```
T15=T14
```

```
write(5,*)'h8=',h8
```

```

write(5,*)'h14=',h14
write(5,*)'T8=',T8
write(5,*)'T14=',T14
c 2 no'lu eriyik eşanjörünün çıkış noktalarının entalpi ve sıcaklıklarını bulan döngü
xT9=T10
xeps2=1
call entalp(xT9,Xf,xh9)
xh11=h10-Xz1/Xf*(xh9-h8)*xeps2
call ersicak(Xz1,xh11,xT11)
if(xT11.gt.T8)goto 83
xyT11=T8
call entalp(xyT11,Xz1,xyh11)
h9=eps2*Xf/Xz1*(h10-xyh11)+h8
call ersicak(Xf,h9,T9)
h11=h10-Xz1/Xf*(h9-h8)
call ersicak(Xz1,h11,T11)
goto 84
83 h11=h10-eps2*Xz1/Xf*(xh9-h8)
call ersicak(Xz1,h11,T11)
h9=h8+Xf/Xz1*(h10-h11)
call ersicak(Xf,h9,T9)
84 h12=h11
T12=T11
write(5,*)'h9=',h9
write(5,*)'h11=',h11
write(5,*)'T9=',T9
write(5,*)'T11=',T11
c kristalizasyon kontrolü(T11 ve T14 kontrol ediliyor)
call xkrist(Xz1,Tcr11)
write(5,*)'11 noktası için Tcr=',Tcr11
call xkrist(Xz2,Tcr14)
write(5,*)'14 noktası için Tcr=',Tcr14

```

```
X1=0
X2=0
X3=0
X4=0
X5=0
X6=Xf
X7=Xf
X8=Xf
X9=Xf
X10=Xz1
X11=Xz1
X12=Xz1
X13=Xz2
X14=Xz2
X15=Xz2
X16=0
X17=0
X18=0
write(5,*)'*****'
WRITE(5,78)T1,X1,h1
WRITE(5,*)' 2',T2,X2,h2
WRITE(5,*)' 3',T3,X3,h3
WRITE(5,*)' 4',T4,X4,h4
WRITE(5,*)' 5',T5,X5,h5
WRITE(5,*)' 6',T6,X6,h6
WRITE(5,*)' 7',T7,X7,h7
WRITE(5,*)' 8',T8,X8,h8
WRITE(5,*)' 9',T9,X9,h9
WRITE(5,*)' 10',T10,X10,h10
WRITE(5,*)' 11',T11,X11,h11
WRITE(5,*)' 12',T12,X12,h12
WRITE(5,*)' 13',T13,X13,h13
```

```

WRITE(5,*)' 14',T14,X14,h14
WRITE(5,*)' 15',T15,X15,h15
WRITE(5,*)' 16',T16,X16,h16
WRITE(5,*)' 17',T17,X17,h17
WRITE(5,*)' 18',T18,X18,h18

```

```
78 format(18x,F6.2,2x,F6.2,10x,F10.3)
```

```
c q larn hesabı
```

```
qb=h5-h4
```

```
qy1=-1*(Xz2-Xz1)/Xz1*Xf/(Xz2-Xf)*(h17-h16)
```

```
qy2=-1*(1-(Xz2-Xz1)/Xz1*Xf/(Xz2-Xf))*(h2-h1)
```

```
qk2=(1-(Xz2-Xz1)/Xz1*Xf/(Xz2-Xf))*(h1-h9)+
```

```
&Xf/(Xz1-Xf)*(1-(Xz2-Xz1)/Xz1*Xf/(Xz2-Xf))*(h10-h9)
```

```
qk1=(Xz2-Xz1)/Xz1*Xf/(Xz2-Xf)*(h16-h12)+Xf/(Xz2-Xf)*(h13-h12)
```

```
qa=-1*(h6-h5+Xf/(Xz2-Xf)*(h6-h15))
```

```
xMsog=10/qb
```

```
write(5,*)'Msog',xMsog
```

```
write(5,*)'qb',qb
```

```
write(5,*)'qy1',qy1
```

```
write(5,*)'qy2',qy2
```

```
write(5,*)'qk2',qk2
```

```
write(5,*)'qk1',qk1
```

```
write(5,*)'qa',qa
```

```
write(5,*)'wp',wp
```

```
if(qk1.gt.0)goto 94
```

```
write(5,*)'qk1 negatif oldu'
```

```
goto 100
```

```
94 fark=qk1-qy2
```

```
q1=qy1+qy2+qa
```

```
q2=qb+qk1+qk2+wp
```

```
write(5,*)'qy1+qy2+qa=',q1
```

```

write(5,*)'qb+qkyuk+qkdus+wp=',q2
if(fark.lt.0)goto 95
STK=qb/(qk2+wp+fark)
goto 96
95 STK=qb/(qk2+wp)
96 xITK=(qy1+qa)/(qk2+wp)
write(5,*)'STK=',STK
write(5,*)'ITK=',xITK
100 END

```

C ALTPROGRAMLAR

c Subuharının doyma basıncını bulan altprogram, $P=f(T)$

```

Function bas(T)
P=10**((6.21147-2886.373/(T*1.8+491.7)-
&337269.46/(T*1.8+491.7)**2)*6.89643
bas=P
return
END

```

c Subuharının Doymuş ve Kızgın buhar entalpisi, $h=f(T,P)$

```

Function sbentalp(T,P)
h=2.326*((0.00274*(T*1.8+32)-0.989805)*P+(0.44942*(T*1.8+32)+
&1060.8))
sbentalp=h
END

```

c LiBr Su eriyiğinin sıcaklığını bulan altprogram, $Ter=f(Tsb,X)$

```

Function ersic(T,X)
Ter=(-2.00755+0.16976*X-0.0031333*X**2+1.97668e-5*X**3)*T+
&(124.937-7.7165*X+0.152286*X**2-7.9509e-4*X**3)
ersic=Ter
return
END

```

c LiBr su eriyiğinin Konsantrasyonunu bulan altprogram

Subroutine xkons(T,Tak,X)

X=40

24 Ter= $(-2.00755+0.16976*X-0.0031333*X**2+1.97668e-5*X**3)*Tak+$

& $(124.937-7.7165*X+0.152286*X**2-7.9509e-4*X**3)$

IF((ABS(Ter-T)).LT.0.005)GO TO 22

IF(Ter-T)23,22,21

23 X=X+.5

GO TO 24

21 X=X-.0005

GO TO 24

22 return

END

c LiBr su eriyiğinin entalpisini

Subroutine entalp(T,X,h)

A= $-1015.07+79.5387*X-2.358016*X**2+0.03031583*X**3-$

& $1.400261e-4*X**4$

B= $4.68108-0.3037766*X+8.44845e-3*X**2-1.047721e-4*X**3+$

& $4.80097e-7*X**4$

C= $-0.0049107+3.83184e-4*X-1.078963e-5*X**2+1.3152e-7*X**3-$

& $5.897e-10*X**4$

h= $2.326*(A+B*(T*1.8+32)+C*(T*1.8+32)**2)$

return

END

c LiBr Su eriyiğinin h ve X bilinirken Ter(sıc) bulan altprog

Subroutine ersicak(X,h,T)

T=10

44 A= $-1015.07+79.5387*X-2.358016*X**2+0.03031583*X**3-$

& $1.400261e-4*X**4$

B= $4.68108-0.3037766*X+8.44845e-3*X**2-1.047721e-4*X**3+$

& $4.80097e-7*X**4$

C= $-0.0049107+3.834e-4*X-1.078963e-5*X**2+1.3152e-7*X**3-$

```

&5.897e-10*X**4
ental=2.326*(A+B*(T*1.8+32)+C*(T*1.8+32)**2)
IF((ABS(ental-h)).LT.5)GO TO 42
IF(ental-h)43,42,41
43 T=T+5
GO TO 44
41 T=T-1
GO TO 44
42 IF((ABS(ental-h)).LT.0.01)GO TO 52
IF(ental-h)53,52,51
53 T=T+0.5
GO TO 44
51 T=T-.01
GO TO 44
52 return
END
c LiBr su eriyiğinin Tcr(kristalizasyon sıcaklığı) bulan altprogram
Subroutine xkrist(X,Tcr)
XX=X/100
Tcr=(-24482.8251+119660.035*XX-193206.971*XX**2+
&104338.263*XX**3)-273
return
END
c LiBr su eriyiğinin Özgül ısısı(Absorber Makalesindeki denklem)
Subroutine Cpsol(T,X,Cps)
XX=X/100
A=1.098-1.529e-2*XX+6.22e-5*XX**2
B=-3.651e-3+4.204e-5*XX
C=3.576e-5-4.238e-7*XX
Cps=A+B*(T+273)+C*(T+273)**2
return
END

```


c ideal hal için sistemin performans katsayısı

```
OPEN(UNIT=10,FILE='IDEAL.txt',STATUS='UNKNOWN')
```

```
PRINT*, 'EVAPORATOR SICAKLIGINI GIRINIZ'
```

```
READ*,Tevap
```

```
PRINT*, 'KAYNATICI SICAKLIGINI GIRINIZ'
```

```
READ*,Tkay
```

```
PRINT*, 'KONDENSER SICAKLIGINI GIRINIZ'
```

```
READ*,Tkond
```

```
STK=(Tevap+273.15)/(Tkay+273.15)*(Tkay-Tkond)/(Tkond-Tevap)
```

```
WRITE(*,*)'STK',STK
```

```
END
```



7. TEŞEKKÜR

Bir çalışanı olduğum enerji sektöründe mesleğimdeki temelleri ve kapalı çevrimler konusunda gerek pratik gerekse teorik aktarımları ile içinde bulunduğum ısı branşında yetersiz kalmamı engelleyen ve soğutma alanında gelişmemi teşvik eden danışmanım, U.Ü. Müh. Mim. Fakültesi Öğretim Üyesi, Doç. Dr. İlhami HORUZ'a,

Tecrübelerini esirgemeyerek bu branşa beni adapte eden ENERJİ-SA İşl. Müd. Yrd. Makine Mühendisi Şafak ŞERBETÇİ'ye verdiği teknik ve bilgisayar desteğinden dolayı, E.Ü.A.Ş Tunçbilek Ölçü Kontrol Başmühendisi, Elektrik Yük. Müh. Hâluk ÖZİPEK'e,

Tezin Düzenlenmesinde emeği geçen, değerli arkadaşım Özgür AKTUĞ'a,

Aileme ve Dostlarıma Teşekkür Ederim.

8.ÖZGEÇMİŞ

Ethem Engin ÇELİK, 1976 yılında Ankara'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Ankara'da tamamladı. 1995 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliğini kazandı.

1999 yılında bu fakülteden mezun oldu ve aynı yıl Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Termodinamik ve Enerji dalında Yüksek Lisansa başladı.

2000 yılından beri Elektrik Üretim A.Ş. Tunçbilek Termik Santralında Türbin Bakım ve Mekanik Atölye Mühendisi olarak çalışıyor.

