



T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEK KADEMELİ  
ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN  
TERMODİNAMİK ANALİZİ

Kenan SAKA

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2010



T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEK KADEMELİ  
ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN  
TERMODİNAMİK ANALİZİ

Kenan SAKA

Doç.Dr. Ömer KAYNAKLI  
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2010

T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEK KADEMELİ  
ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN  
TERMODİNAMİK ANALİZİ

Kenan SAKA

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu Tez ..../...../2010 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/oy çokluğu ile kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Ömer KAYNAKLI

Danışman

.....

.....

.....

.....

## ÖZET

Dünya genelindeki enerji ihtiyacının hızlı bir şekilde arttığı günümüzde, yeni enerji kaynakları arayışlarının yanı sıra var olan enerji kaynaklarının da en verimli şekilde kullanılması için araştırmalar devam etmektedir. Bu yüzden endüstriyel tesislerdeki atık ısı, güneş enerjisi ve jeotermal enerji kaynakları ile çalışabilen ve ozon tabakasına zarar vermeyen akışkanlar ile çalışan absorpsiyonlu sistemler cazip hale gelmişlerdir.

Bu çalışmada  $H_2O-LiBr$  eriyiğı kullanan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin, termodinamiğın birinci ve ikinci kanun analizleri ve bu analizler doğrultusunda çıkan sonuçların karşılaştırmaları yapılmıştır. Sistemin belirli noktalarındaki sıcaklık, basınç, entropi vb. değerleri gösterilmiştir. Sistem elemanlarının termodinamik analizleri yapılarak farklı çalışma şartlarında sistemin verimi grafik ve tablolar yardımıyla gösterilmiştir. Ayrıca sistemin verimini etkileyen eşanjör etkenlikleri hesaplara dâhil edilerek sonuçlar kıyaslanmıştır. Bütün analiz modellemelerinde Delphi bilgisayar programı kullanılmıştır.

**ANAHTAR KELİMELELER:** Birinci Kanun Analizi, İkinci Kanun Analizi, Entropi, Ekserji, Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi

**ABSTRACT**

Worldwide energy consumption increasing fast, due to this reality new studies continue about to use more efficiency for present energy sources plus searching of new energy source. Absorption refrigeration systems can use industrial waste heat, solar energy and geothermal energy as energy source and they use ozone friendly solutions as coolant fluid.

In this study, thermodynamic analysis of single stage absorption refrigeration system is carried out which use  $H_2O - LiBr$  is used widely in absorption refrigeration systems. Firstly, first law of thermodynamic analysis done with used thermodynamic properties of  $H_2O - LiBr$  solution then in the light of entropy generation and exergy analysis second law of thermodynamic analysis done. Performance and exergy destruction calculations compared on graphics for different component temperatures and exchangers efficiency calculations added to the calculations. Delphi computer program is used for modeling analysis.

**KEY WORDS:** First law analysis of thermodynamic, Second law analysis of thermodynamic, Entropy, Exergy, Absorption refrigeration system,

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
TEZ ONAY SAYFASI	II
ÖZET	III
ABSTRACT	IV
İÇİNDEKİLER	V
KISALTMALAR DİZİNİ	VI
ÇİZELGELER DİZİNİ	VII
ŞEKİLLER DİZİNİ	VIII
SİMGELER DİZİNİ	X
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK İNCELEMESİ	3
3. MATERYAL VE METOT	6
3.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Ana Elemanları ve Fonksiyonları	7
3.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar	8
3.3 Soğutucu Akışkan Olarak Su	8
3.4 Akışkan Çiftlerinde Absorbent Maddelerden İstenen Özellikler	9
3.5 Su - Lityum Bromür ( $H_2O - LiBr$ ) Eriyiğinin Özellikleri	9
3.6 Çevrimin Birinci Kanun Analizi	10
3.7 Su-Lityum Bromür Eriyiğinin Termodinamik Özellikleri	16
3.8 Çevrimin İkinci Kanun Analizi	17
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	21
SONUÇ	39
KAYNAKLAR	40
ÖZGEÇMİŞ	43

## KISALTMALAR DİZİNİ

- COP : Soğutma tesir katsayısı  
COP<sub>C</sub> : Carnot soğutma tesir katsayısı  
DO : Dolaşım oranı  
LiBr : Lityum Bromür  
NH<sub>3</sub> : Amonyak

## ALT İNDİSLER

- k : Kaynatıcı  
a : Absorber  
h : Hava  
y : Yoğuşturucu  
b : Buharlaştırıcı  
dsb : Doymuş su buharı  
ee : Eriyik eşanjörü  
ekv : Eriyik kısılma vanası  
sae : Soğutucu akışkan eşanjörü  
sakv : Soğutucu akışkan kısılma vanası

## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1	: Denklem 3.18 ve 3.19’de kullanılan katsayılar	15
Çizelge 3.2	: Denklem 3.23, 3.24 ve 3.25’de kullanılan katsayılar	16
Çizelge 4.1	: Sistemin Çeşitli Noktalarında Su-LiBr Eriyiğinin Sahip Olduğu Termodinamik Özellikler	21
Çizelge 4.2	: Sistemdeki Elemanların Birim Soğutucu Akışkan Kütlesi İçin Isıl yük Kapasiteleri	22



## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1	: Tek Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Şematik Gösterimi	6
Şekil 3.2	: Kaynatıcı	11
Şekil 3.3	: Eriyik eşanjörü	12
Şekil 3.4	: Eriyik Pompası	13
Şekil 3.5	: Absorber	13
Şekil 3.6	: Yoğuşturucu	13
Şekil 3.7	: Buharlaştırıcı	14
Şekil 3.8	: Soğutucu akışkan eşanjörü	14
Şekil 4.1	: Sistemdeki herbir komponent için boyutsuz entropi üretimi	23
Şekil 4.2	: Yapılan çalışmanın Kaushik Ve Arora'nın (2009) yaptığı çalışma ile farklı absorber sıcaklıklarında karşılaştırılması	24
Şekil 4.3	: Yapılan çalışmanın Arora ve Kaushik'in (2009) yaptığı çalışma ile değişen kaynatıcı sıcaklığı bağlı karşılaştırılması	24
Şekil 4.4	: Kaynatıcı sıcaklığına bağlı COP değişimi	25
Şekil 4.5	: Kaynatıcı sıcaklığına bağlı ECOP değişimi	26
Şekil 4.6	: Kaynatıcı sıcaklığına bağlı $COP_C$ değişimi	27
Şekil 4.7	: Kaynatıcı sıcaklığına bağlı $\tau$ değişimi	28
Şekil 4.8	: Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı COP değişimi	38
Şekil 4.9	: Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı ECOP değişimi	29
Şekil 4.10	: Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı $COP_C$ değişimi	29
Şekil 4.11	: Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı $\tau$ değişimi	30
Şekil 4.12	: Absorber sıcaklığına bağlı COP değişimi	30
Şekil 4.13	: Absorber sıcaklığına bağlı ECOP değişimi	31
Şekil 4.14	: Absorber sıcaklığına bağlı $COP_C$ değişimi	31
Şekil 4.15	: Absorber sıcaklığına bağlı $\tau$ değişimi	32

Şekil 4.16	: Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı COP değişimi	33
Şekil 4.17	: Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı ECOP değişimi	33
Şekil 4.18	: Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı $COP_C$ değişimi	34
Şekil 4.19	: Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı $\tau$ değişimi	34
Şekil 4.20	: COP değerinin eriyik eşanjörün etkenliği ile değişimi	35
Şekil 4.21	: ECOP değerinin eriyik eşanjörünün etkenliği ile değişimi	36
Şekil 4.22	: COP değerinin soğutucu akışkan eşanjörü etkenliği ile değişimi	37
Şekil 4.23	: ECOP değerinin soğutucu akışkan eşanjör etkenliği ile değişimi	38

## SİMGELER DİZİNİ

$\varepsilon$	Eşanjör etkenliği
$\psi$	Ekserji
$e$	Ekserji
$\dot{m}_f$	Fakir eriyik debisi
$X_f$	Fakir eriyik konsantrasyonu
$\dot{Q}$	Isı akışı
$h$	Özgül entalpi
$s$	Özgül entropi
$T$	Sıcaklık
$\dot{m}_{H_2O}$	Su debisi
$\dot{m}_z$	Zengin eriyik debisi
$X_z$	Zengin eriyik konsantrasyonu

## 1. GİRİŞ

Soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemleri; her türlü ısı enerjisini enerji kaynağı olarak kullanabilmeleri, hareketli parçaların azlığından daha sorunsuz çalışmaları gibi avantajlarına ek olarak ozon dostu akışkanlar ile çalışmalarından dolayı tercih edilmektedirler.

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri, sistem içerisinde gerçekleşen absorbe olayına atfen isimlendirilmişlerdir. Bu olay, sistem içerisinde dolaşan soğutucu akışkanın absorber adı verilen sistem elemanı içerisinde absorbe edici diğer bir akışkan (absorbent) tarafından absorbe (soğurulma) edilmesi şeklinde gerçekleşir.

$H_2O - LiBr$  Eriyiği absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan en yaygın eriyiklerden biri olduğundan bu çalışmada bu eriyikle çalışan sistemler incelenmiştir.

$H_2O - LiBr$  Eriyiğinde su, sistem için soğutucu akışkan LiBr ise absorbent görevini görmektedir.  $H_2O - LiBr$  Eriyiği ile çalışan sistemlerde soğutma sıcaklığı yaklaşık  $4^\circ C$  dir (Kaynaklı 2003). Bu sıcaklığın altındaki değerlerde suyun donma riski vardır.

Soğutma sistemlerinin tasarımında, optimum değerleri yakalamak için termodinamiğin birinci kanun analizinin yanında ikinci kanun analizi de önemli olduğu için bu çalışmada her iki analize de yer verildi.

Bu tezin amacı  $H_2O - LiBr$  eriyiği ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde tüm sistem elemanları için termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizlerini yaparak sistemin optimum çalışma şartlarını belirlemek ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde en çok kullanılan eriyik eşanjörünün yanında soğutucu akışkan eşanjörünün sistemin performansına etkisini belirlemektir.

Sistem incelenmesinde öncelikle termodinamiğin birinci kanun analizi yapılmış ve bu analiz doğrultusunda sistem elemanlarından olan buharlaştırıcı, yoğuşurucu, kaynatıcı ve absorberin farklı sıcaklık değerleri için ve eşanjörlerin farklı etkenlik değerleri için absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı(COP) değerinin değişimi incelenmiştir.

Daha sonra Termodinamiğin ikinci kanun analizi (ekserji) uygulamasına geçilmiş ve her bir komponentin tersinmezlik değeri hesaplanmıştır. Sistemin tamamı için toplamda en küçük tersinmezlik miktarını veren şartlar sistemin optimum çalışma şartlarını oluşturmuştur.

Birinci ve ikinci kanun analizleri için eriyikleri oluşturan maddelerin ve eriyiklerin çok sayıda termodinamik özelliklerinin değerlendirilmesi gerektiğinden kullanılan denklemler bilgisayar ortamına aktarılmış ve sistemlerin modellenmesinde Delphi bilgisayar programı kullanılmıştır. Analiz sonuçları grafikler üzerine taşınmış, parametre değişimine göre sistem performansının değişimi bu grafikler üzerinden gözlenmiştir.

Buhar sıkıştırırmalı çevrimdeki mekanik işlemin yerini, absorpsiyonlu soğutma sisteminde fiziko-kimyasal işlemler almıştır (Yiğit 1990). Bu fiziko-kimyasal işlemlerin gerçekleşmesi ise dış ortamdan sağlanan ısı enerjisi ile olur.

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri, temini ucuz ve sıcaklığı yaklaşık 50-200 °C aralığında olan ısı kaynakları ile kullanımı oldukça ekonomik olmaktadır. Ucuz enerji kaynakları arasında, bir proseste açığa çıkan atık ısı, güneş enerjisi, jeotermal enerji sayılabilir (Kaynaklı 2003).

Buhar sıkıştırırmalı çevrimdeki kompresörün yerini ise absorpsiyonlu soğutma çevriminde kaynatıcı ve absorber almıştır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, absorber içerisinde soğutucu akışkan ikinci bir akışkan tarafından soğutulur.

Buhar sıkıştırırmalı çevrimdeki yoğuşturucu ve buharlaştırıcı absorpsiyonlu soğutma çevriminde de vardır ve aynı vazifeyi görmektedirler.

Sistemin içerisindeki eriyik hareketi, harcadığı enerji hesaplamalarda ihmal edilebilen bir eriyik pompası tarafından sağlanır.

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemiyle karşılaştırıldığı zaman absorpsiyonlu sistemin önemli bir üstünlüğü göze çarpmaktadır: Bu sistemde buhar yerine sıvı sıkıştırılmaktadır. Bu sistemlerin çalışması dış kaynaktan sağlanan ısıya dayanır. İş kaynatıcıda sağlanan ısının yüzde biri mertebesinde olup, çevrimin termodinamik çözümlemesinde genellikle ihmal edilir. Absorpsiyonlu sistemlerde çevrimi çalıştıran enerji ısıdır (Çengel 2000).

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin en önemli elemanlarında biriside eriyik eşanjörüdür.

Eriyik eşanjörü, kaynatıcıdan çıkan zengin eriyiğin (lityum bromürlü sistem için) veya fakir eriyiğin (amonyaklı sistem için) ısı enerjisinden yararlanarak diğer taraftaki eriyiğin kaynatıcıya girmeden önce sıcaklığını artırmak için kullanılmaktadır. Böylece kaynatıcıda eriyiğe verilmesi gerekli ısı enerjisi azaltılarak sistemin soğutma etkinliği (COP) artırılabilir (Kaynaklı 2003).

## 2. KAYNAK İNCELEMESİ

Günümüze kadar absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır. Genel olarak bu çalışmaları sistemin ekonomik yapısı, içinde dolaşan akışkanlar, verimlilik ve ekserji analizi ve eşanjörlerin sistem üzerindeki etkileri yönünden sınıflandırabiliriz.

Yapılan çalışmalara genel olarak baktığımızda,  $H_2O - LiBr$  eriyiği kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemlerini tek kademeli olarak ele alan araştırmacılar vardır. (Talbi ve Agnew 2000, Sözen 2003, Tozer vd. 2005). Ayrıca çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri üzerinde yoğunlaşan çalışmalar da vardır. (Ravilkumar vd. 1998, Zhao vd. 2003, Gomri ve Hakimi 2008, Kaushik ve Arora 2009). Genel olarak tercih edilen  $H_2O - LiBr$ ,  $NH_3 - H_2O$  eriyiklerine alternatif sunan çalışmalardan bir kaçı ise şunlardır (Sargent ve Beckman 1968, Ferreira 1984, Zhu ve Gu 2010 ).

Bugüne kadar yapılan diğer çalışmalardan bazılarının içerikleri ise şöyledir:

Adewusi vd. (2004) tarafından  $NH_3 - H_2O$  eriyiği kullanan tek ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri üzerinde termodinamiğin ikinci yasası kullanılarak bazı çalışma şartlarının değiştirilmesi ile tek ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performansı incelenmiştir.

Sistemlerdeki her bileşenin entropi üretimi ve tüm sistemin toplam entropi üretimi çeşitli çalışma şartlarındaki akışkanlarının termodinamik özelliklerinden hesaplanmıştır. Tek ve çift kademeli sistemlerin her ikisi için eşanjör etkinliğindeki, absorberin sıcaklıklarındaki ve yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıklarındaki değişim ile COP ve toplam entropi eğiliminin uyumu araştırılmıştır.

Alamdari (2007) tarafından  $NH_3 - H_2O$  karışımı için sıcaklık, basınç ve konsantrasyona bağlı entropi denklemi gösterilmiş ve termodinamiğin ikinci kanun analizi için bu denklemin hangi değerler aralığında kullanılabileceği belirtilmiştir.

Arun vd. (2000) tarafından ise çift kademeli seri bağlı  $H_2O - LiBr$  ile çalışan bir absorpsiyonlu soğutma sistemi incelenmişler, yüksek ve düşük basınçlı sistem elemanlarının farklı çalışma sıcaklıklarında sistem performansı üzerindeki etkileri belirtilmiştir.

Karamangil vd. (2010) tarafından ise son yıllar için kapsamlı bir literatür taraması yapılmış, tek kademeli bir sistem için yaygın ve alternatif eriyikler için termodinamik analiz sonuçlarını simülasyon programları yardımıyla ortaya koyulmuştur.

Kaushik vd. (2009) tarafından  $H_2O-LiBr$  eriyiği kullanan tek ve çift kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sistemi için enerji ve ekserji analizleri bilgisayar kodları geliştirilerek yapılmıştır. İki sistemin performans değişimi kaynatıcı sıcaklığına bağlı olarak tablolarda gösterilmiş ve en fazla tersinmezliğin her iki sistemde de absorber üzerinde olduğu tespit edilmiştir.

Kaynaklı vd. (2003a) tarafından  $H_2O-LiBr$  ve  $NH_3-H_2O$  eriyikleri kullanan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin termodinamik analizi yapılmış ve termodinamik özellikleri denklemler halinde verilmiştir. Bu iki sistemin performansının, farklı kaynatıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, ve absorber sıcaklıklarıyla değişimini incelenmiştir. Her iki sistemin performansı kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artışıyla artmakta ve genel olarak  $H_2O-LiBr$  eriyiği kullanan sistemin performansı  $NH_3-H_2O$  kullanan sisteme göre daha iyi olduğu tespit edilmiştir.

Kaynaklı vd. (2003b)'nin çalışmasında  $NH_3-H_2O$  eriyiği kullanan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerindeki eşanjörlerin sistem performansına etkisi termodinamik analiz içerisinde eşanjörlerin etkenlik katsayısını değiştirerek incelenmiş ve sistemin performansına en fazla etkisi olan eşanjörün eriyik eşanjörü olduğunu tespit edilmiştir.

Kaynaklı vd. (2007)'nin çalışmalarında  $H_2O-LiBr$  eriyiği kullanan tek kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerinde termodinamiğin ikinci kanun analizi uygulanmış, kurdukları matematiksel modelle her bir komponentin ekserji kaybını bularak sistemin toplam ekserji kaybına ulaşılmıştır. Buldukları sonuçlar tablolar üzerinden incelenmiş ve en büyük ekserji kaybının kaynatıcı üzerinde olduğunu tespit edilmiştir.

Misra vd. (2003)'nin çalışmasında ise tek kademeli  $H_2O-LiBr$  ile çalışan bir absorpsiyonlu soğutma sistemini termoekonomik açıdan incelenmiş, sistemi noktalara bölerek her bir noktadaki termodinamik özelliklerin yanında saat başı birim maliyetini hesaplara dahil edilerek sistem için optimum fiyat ve performans karşılaştırması yapılmıştır.

Sözen (2001)'nin çalışmasında  $NH_3-H_2O$  eriyiği kullanan tek kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerinde eriyik ve soğutkan eşanjörlerinin etkisi incelenmiştir. Eşanjörleri sisteme dahil ederek yada çıkararak sıcaklık, basınç, entalpi, entropi vb. sonuçları tablolar halinde gösterilmiş kaynatıcı sıcaklığına bağlı verim eğilimi incelenmiştir.

Sun (1998)'nin çalışmasında  $NH_3 - H_2O$ ,  $NH_3 - LiNO_3$ ,  $NH_3 - NaSCN$  eriyikleri için termodinamik analizler yapılmıştır. Bu ikili akışkanların ayrıntılı termodinamik özellikleri ve bu üç çevirimin performanslarını karşılaştırılmıştır.  $NH_3 - NaSCN$  çeviriminin performansı  $NH_3 - LiNO_3$  kinden biraz daha iyi olduğu sonucuna varılmıştır.

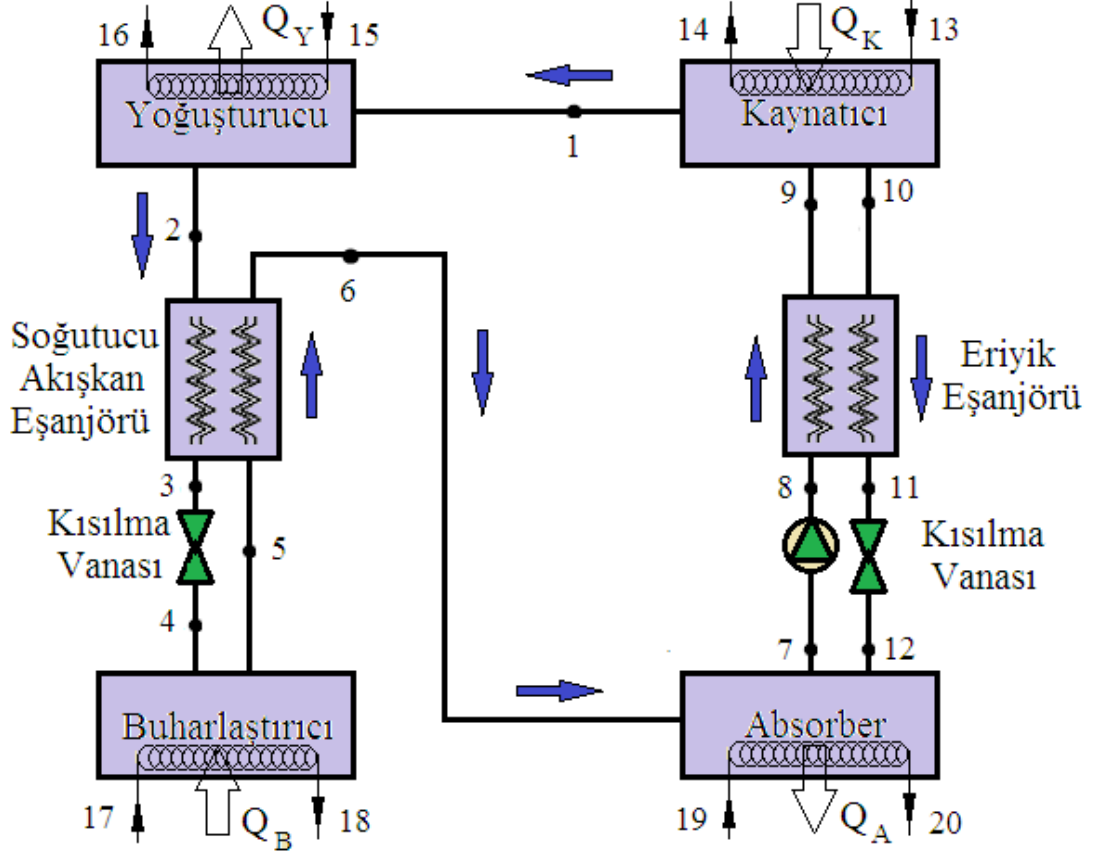
Şencan vd. (2005) tarafından  $H_2O - LiBr$  eriyiği kullanan tek kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sistemi için ekserji analizi yapılmış ve kaynatıcı sıcaklığına bağlı sistem performansı tablolarla gösterilmiştir. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıdaki ekserji kaybının absorber ve kaynatıcıya göre daha az olduğunu tespit edilmiştir.

Talbi vd. (2000) tarafından  $H_2O - LiBr$  eriyiği kullanan tek kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sistemi için matematiksel ekserji modeli geliştirilmiş ve bilgisayar ortamında çözüm sonucu sıcaklık, entalpi, entropi bulguları tablolar halinde gösterilmiştir.



### 3. MATERYAL VE METOT

Aşağıda  $H_2O-LiBr$  eriyiği ile çalışan tek kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 3.1 Tek Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Şematik Gösterimi

Şekil (3.1)'deki absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibini  $H_2O-LiBr$  eriyiği için aşağıdaki gibi özetlemek mümkündür:

$H_2O-LiBr$  Eriyiği 7 noktasında absorberden doymuş olarak çıkar ve bir pompa vasıtası ile 8 noktasından itibaren eriyik eşanjöründen geçerken ısınan LiBr bakımından fakir eriyik 9 noktasında kaynatıcıya gelir. Burada soğutucu akışkan olarak isimlendirilen su, dışarıdan verilen ısıyla, buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak kaynatıcıyı terk eden su buharı, 1 noktasından sonra yoğuşturucuya girer. Kaynatıcıda eriyik içinden su ayrılarak LiBr bakımından zenginleşen eriyik 10 noktasında eriyik eşanjöründen geçerek fakir eriyiğe ısı verdikten sonra 11 noktasında kısılma vanası üzerinden 12 noktasında absorbere geri döner. Kaynatıcıda buharlaşarak ayrılan su buharı yoğuşturucuda yoğuşarak dışarıya ısı atar.

Yoğuşma basıncı, izafi olarak buharlaşma basıncından büyüktür. Her iki basınç mutlak olarak atmosfer basıncının altındadır. Basınç kayıpları düşünülmez ise kaynatıcı, yoğuşturucu basıncında, absorber ise buharlaştırıcı basıncındadır.

Yoğuşturucudan tamamen yoğuşmuş olarak çıkan su, izafi olarak düşük basınçta çalışan buharlaştırıcıya girmeden önce bir kısılma vanasından geçirilir. Buharlaştırıcıya kısılarak giren su burada buharlaşarak, buharlaşma için gerekli olan ısıyı soğutulan ortamdan çeker. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar fazında çıkan su buharı absorbere girer. Absorberde, ısı değiştiriciden geçip ısı verdikten sonra bir genleşme valfinde absorber basıncına kısılan zengin eriyik, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu buharını yutar (absorbe eder) işlem esnasında ısı açığa çıkar. Absorbsiyon işleminin iyi bir şekilde gerçekleşmesi için, açığa çıkan ısının absorberden atılması gerekir. Absorber içinde tekrar LiBr bakımından fakir hale gelen fakir eriyik, bir pompa vasıtası ile tekrar kaynatıcıya gönderilir. Isı kayıplarını azaltmak için, absorberden kaynatıcıya gönderilen fakir eriyik, kaynatıcıdan dönen zengin eriyik tarafından eriyik eşanjöründe ısıtılır (Babadağlı, 2005).

Bu çalışmada tek kademeli ve iki eşanjörlü  $H_2O-LiBr$  eriyiği ile çalışan bir absorbsiyonlu soğutma sistemi ele alınmıştır.

### 3.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Ana Elemanları ve Fonksiyonları

#### Kaynatıcı

Bu cihaz sistemde  $H_2O-LiBr$  eriyiğinden suyu ayırır. Bunu ise eriyiğe ısı vererek sağlar. Eriyikten ayrılan su yoğuşturucuya geçer.

#### Yoğuşturucu

Kaynatıcıdan gelen basınçlı su buharı bu cihazın içerisinde dış ortama ısı vererek yoğuşur. Kaynatıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı genellikle iç içe geçmiş boru demetlerinden oluşurlar.

#### Kısılma Vanası

Genleşme valfi olarak da bilinen bu cihazda, yoğuşturucuda dış ortama ısı vererek sıvı hale gelen su absorber basıncına düşürülür.

### Buharlaştırıcı

Yoğuşturucudan gelen su dış ortamdan ısı alarak buharlaştırıcıda gaz fazına geçer.

### Absorber

Buharlaştırıcıdan gelen su buharının *LiBr* ile karıştığı ortamdır. Bu karışım sırasında su buharı *LiBr* tarafından soğurulur. Soğurma işlemi sırasında ısı açığa çıktığı için absorberin verimini arttırmak için bu ısının ortamdaki uzaklaştırılması gerekir.

### Eriyik Eşanjörü

Absorberden ayrılan eriyik döngünün tamamlanması için bir eriyik pompası yardımıyla kaynatıcıya gönderilirken, kaynatıcıdan yüksek sıcaklıktaki eriyik absorbere gelir. Bu iki kısım eriyik, eriyik eşanjörü vasıtasıyla ısı alış verişi yaparlar. Bu sayede kaynatıcıya daha sıcak eriyik giderken absorbere daha soğuk eriyik gelmiş ve enerji tasarrufu yapılmış olur.

### Soğutucu Akışkan Eşanjörü

Soğutucu akışkan eşanjörü ise soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya daha düşük entalpide girerek buharlaştırıcı kapasitesini artırmak dolayısıyla, sistem COP değerini arttırmak amacıyla kullanılmaktadır.

## 3.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

Bir soğutma çevriminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanlar ısı alışverişini genellikle sıvı halden buhar haline ve buhar halden sıvı haline dönüşerek sağlarlar. Çoğunlukla bu akışkanlar, buharlaşma ve yoğuşma faz değişimi işlemleri yardımıyla, bir ortamdan çektikleri ısıyı diğer bir ortama atarlar. Bu faz değişimleri, mekanik buhar sıkıştırmalı ve absorpsiyonlu sistemlerde görülürken hava gibi akışkan kullanan soğutma sistemlerinde görülmez. Bir soğutma cihazının tasarımı, seçilen soğutucu akışkanın özelliklerine bağlıdır (Yamankaradeniz, 2002).

## 3.3 Soğutucu Akışkan Olarak Su

Eriyik olarak  $H_2O - LiBr$  akışkan çifti kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde su soğutucu akışkan görevini görür. 0 °C de su donacağı için 0 °C altı soğutma uygulamalarında kullanılamaz. Absorpsiyonlu çevrimde buharlaştırıcı ve yoğuşturucu arasında dolaşarak soğutma işlemi sağlar.

### 3.4 Akışkan Çiftlerinde Absorbent Maddelerden İstenen Özellikler

$H_2O - LiBr$  eriyiğinde ise su soğutucu akışkan  $LiBr$  ise absorbent madde olarak çalışmaktadır.

Genel olarak Absorbent maddelerden istenen özellikler ise şunlardır:

- 1- Soğutucu akışkanla kolay birleşip ayrılmalı,
- 2- Soğutucu akışkana göre kaynama sıcaklığı daha yüksek olmalı,
- 3- Sistemin hiçbir yerinde katı hale bulunmamalı,
- 4- Absorbe etme özelliği yüksek olmalı,
- 5- Donma sıcaklığı düşük olmalı,
- 6- Kolay bulunabilmeli ve ucuz olmalı,
- 7- Zehirsiz olmalı,
- 8- Viskozitesi düşük olmalı,
- 9- Yanıcı ve patlayıcı olmamalı,
- 10- Donanımda kullanılan malzemelere korozif etkisi olmamalı,
- 11- Soğutucu akışkanla reaksiyona girmemeli (Yamankaradeniz, 2002).

Bu çalışmada ele alınan  $H_2O - LiBr$  eriyiğinin özelliklerini ise şu şekilde sıralayabiliriz:

### 3.5 Su - Lityum Bromür ( $H_2O - LiBr$ ) Eriyiğinin Özellikleri

Bu soğutucu akışkan çiftinin kullanımı son yıllarda oldukça önem kazanmıştır. Lityum bromürün kaynama noktası sudan  $540\text{ }^\circ\text{C}$  daha fazladır. Bu da kaynatıcı içerisinde suyun lityum bromürden kolayca ayrılmasını sağlar. Lityum bromür kolayca elde edilebileceği için maliyeti çok ucuzdur. Lityum bromür-su eriyiği, sistemin konstrüksiyonunda kullanılan malzemelere karşı son derece korozif tesiri vardır. Lityum bromür eriyiği suya göre daha büyük yüzey gerilimine sahiptir. Bu eriyiğin viskozitesi, kullanılan konsantrasyon değerleri için çok küçüktür. Bu eriyiğin özgül ısısı da saf suyunkine göre çok küçüktür. Lityum bromür-su eriyiği, ideal bir eriyikten istenen şartların çoğuna sahiptir. En büyük mahzuru korozif tesiridir. Bu tesirine karşı eriyiğe inhibitörler katılır (Yamankaradeniz, 2002).

Bu eriyiğin başlıca avantajları şöyle sıralanabilir:

- Aynı sıcaklıklar arasında çalışan diğer akışkan çiftlerine göre daha yüksek soğutma tesir katsayısı sağlar.
- Bu sistemlerde ilave bir rektifikasyon kolonuna ihtiyaç olmadığından nispeten basit elemanlardan meydana gelir.
- Dolaşım pompası için gerekli olan mekanik iş çok azdır. Bu iş, amonyak – su çifti ile çalışan sistemin işinin yüzde biri kadardır.

Yukarıda sayılan avantajların yanında, lityum bromür-su eriyiği ile çalışan soğutma sistemlerinin bazı dezavantajları aşağıda verilmiştir.

- Buharlaştırıcı sıcaklığı, suyun donma noktası ile sınırlanmıştır. Bu akışkan çifti sadece iklimlendirme tesisatlarında kullanılabilir.
- Kristallenme olayı, çevrimin çalışma şartlarını sınırlar.
- Soğutma sistemi, düşük basınçlarda çalışır. Bu durum önlenemeyen hava sızmalarına sebep olur (Yamankaradeniz, 2002).

### 3.6 Çevrimin Birinci Kanun Analizi

Tek kademeli ve çift eşanjörlü bir absorpsiyonlu soğutma sistemi Şekil 3,1’de verilmiştir. Kaynatıcı sıcaklığı absorber sıcaklığından daha yüksek olduğundan kaynatıcıdan çıkan eriyik daha yüksek sıcaklıktadır. Şekildeki eriyik eşanjörü yardımıyla, eriyik kaynatıcıya girmeden önce bir miktar sıcaklığı artırılarak kaynatıcıda verilmesi gereken ısı enerjisi azaltılmış olur. Bu sayede sistemin soğutma etkenlik katsayısında artış beklenir.

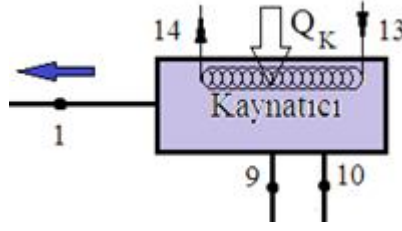
Aşağıda  $H_2O - LiBr$  eriyiği ile çalışan absorpsiyonlu bir sistemin termodinamik analizi verilmiştir.

Absorpsiyonlu sistemin termodinamik analizi için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Sistemin termodinamik analizi sürekli rejim şartları için yapılmıştır.
2. Kaynatıcıdan ayrılan soğutucu akışkan buharının sıcaklığı ve basıncı, kaynatıcı sıcaklığı ve basıncındadır.
3. Yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında saf sudur ve yoğuşturucu sıcaklığında yoğuşturucudan çıkar.
4. Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu buharı, kuru doymuş buhar şartlarında ve buharlaştırıcı sıcaklığındadır.

5. Absorberden ayrılan eriyik, absorber basınç ve sıcaklığında denge halindedir.
6. Kaynatıcıdan ayrılan eriyik, kaynatıcı sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
7. Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
8. Absorber, kaynatıcı, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı gibi elemanların çevreye ısı kaybı yoktur (Babadağlı, 2005).

Kaynatıcı için kütle dengesini aşağıdaki eşitliklerle ifade edebiliriz (Sun, 1998) :



Şekil 3.2 Kaynatıcı

$$\dot{m}_f = \dot{m}_z + \dot{m}_{H_2O} \quad (\text{toplam kütle eşitliği}) \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_f X_f = \dot{m}_z X_z \quad (\text{LiBr eşitliği}) \quad (3.2)$$

Eşitlik 3.1 ve eşitlik 3.2 yardımıyla fakir ve zengin kütle debilerini veren eşitlikler ise:

$$\dot{m}_z = \frac{X_f}{X_z - X_f} \dot{m}_{H_2O} \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_f = \frac{X_z}{X_z - X_f} \dot{m}_{H_2O} \quad (3.4)$$

Olarak elde edilirler. Eşitlik 3.3 yardımıyla sistemin sahip olduğu dolaşım oranı, DO;

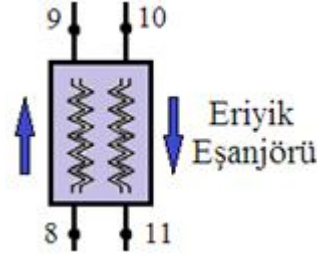
$$DO = \frac{\dot{m}_z}{\dot{m}_{H_2O}} \quad (3.5)$$

Şeklinde tanımlanabilir.

Dolaşım oranını veren eşitliği kullanarak kaynatıcı kapasitesini veren eşitliği su buharının birim kütlesi için şu şekilde elde edebiliriz:

$$q_k = \dot{m}_{H_2O} [ h_1 + DOh_8 - (DO + 1)h_7 ] = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{14}) \quad (3.6)$$

Eriyik eşanjöründeki maksimum ısı geçişini belirleyen akışkan fakir eriyiktir. Eşanjördeki enerji dengesinden yola çıkarak şu eşitlikleri elde edebiliriz.



Şekil 3.3 Eriyik eşanjörü

$$h_9 = \varepsilon_{ee} h_{10^*} + (1 - \varepsilon_{ee}) h_8 \quad (3.7)$$

$$h_{11} = h_{10} - \varepsilon_{ee} \left( \frac{DO + 1}{DO} \right) h_{10^*} - h_8 \quad (3.8)$$

$h_{10^*}$  fakir eriyiğin kaynatıcı çıkışındaki (10 noktası) entalpi değeridir. Bu değer fakir eriyiğin sahip olduğu en yüksek entalpi değeridir.

Eşanjör etkinliğinin yüzde yüz olması durumunda eğer  $T_8 > T_{11}$  ise, enerji denklemini tekrar ifade etmek gerekir.

$$h_{11} = \varepsilon_{ee} h_{8^*} + (1 - \varepsilon_{ee}) h_{10} \quad (3.9)$$

$$h_9 = h_8 + \varepsilon_{ee} \left( \frac{DO}{DO + 1} \right) h_{10} - h_{8^*} \quad (3.10)$$

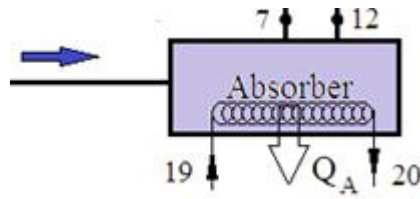
$h_{8^*}$  absorberden ayrılan zengin eriyiğin (8 noktası) entalpi değeridir. Bu değer zengin eriyiğin sahip olduğu en düşük entalpi değeridir.

Absorber çıkışında lityum bromür yönünden fakir eriyiğin pompalanması için gerekli güç, su buharının birim kütlesi şu eşitlikten bulunabilir:



Şekil 3.4 Eriyik Pompası

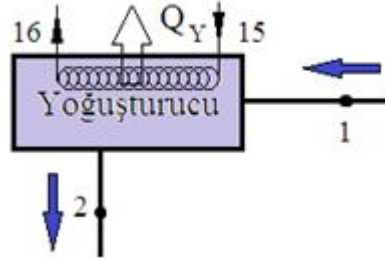
$$w_p = (P_y - P_b)v_f(DO + 1) \quad (3.11)$$



Şekil 3.5 Absorber

Su buharının birim kütlesi için absorber kapasitesi:

$$q_a = \dot{m}_{H_2O} [ (DO + 1)h_7 - DOh_{12} - h_6 ] = \dot{m}_h (h_{20} - h_{19}) \quad (3.12)$$

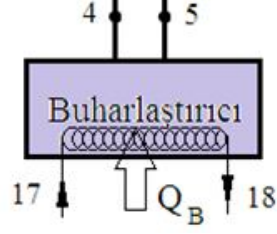


Şekil 3.6 Yoğuşturucu



Yoğuşturucu kapasitesi:

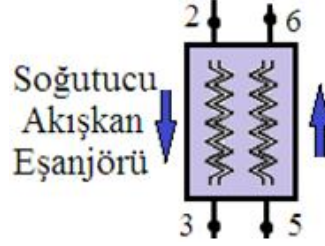
$$q_y = \dot{m}_{H_2O}(h_1 - h_2) = \dot{m}_h(h_{16} - h_{15}) \quad (3.13)$$



Şekil 3.7 Buharlaştırıcı

Buharlaştırıcı kapasitesi:

$$q_b = \dot{m}_{H_2O}(h_5 - h_4) = \dot{m}_h(h_{17} - h_{18}) \quad (3.14)$$



Şekil 3.8 Soğutucu akışkan eşanjörü

Soğutucu akışkan eşanjörünün kapasitesi:

$$q_{sae} = \dot{m}_{H_2O}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{H_2O}(h_6 - h_5) \quad (3.15)$$

Son olarak soğutma sistemlerinin performansını gösteren COP değeri, harcanan birim iş başına yapılan soğutma olduğundan;

$$COP = \frac{q_b}{q_k + w_p} \quad (3.16)$$

Olarak tanımlanır. Buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kaynatıcı ve absorber sıcaklıklarına bağlı olarak yukarıda verilen denklemler kullanılarak sistemin performans grafikleri bulunabilir.

Termodinamiğin birinci kanun analizi için kullanılan akışkanlara ait termodinamik özellikler, su buharının sahip olduğu sıcaklığa bağlı doyma basıncını ve su-lityum bromür eriyiğinin sıcaklığını veren denklemler ise aşağıda belirtilmiştir.

Su buharının sıcaklığa bağlı doyma basıncını veren denklem (Horuz, 1990):

$$P(T) = 10^A 6,89643 \quad (3.17)$$

Bu denklemde A ile ifade edilen katsayı;

$$A = a_0 + \frac{a_1}{(T_{1,8} + 491,7)} + \frac{a_2}{(T_{1,8} + 491,7)^2} \quad (3.18)$$

Su buharının sıcaklığa ve basınca bağlı doymuş buhar ve kızgın buhar entalpilerini veren denklem aşağıda verilmiştir.

$$h(P, T) = 2,326 \{ [b_0(T_{1,8} + 32) + b_1] + P [b_2(T_{1,8} + 32) + b_3] \} \quad (3.19)$$

3.18, 3.19 denklemlerinde kullanılan katsayılar çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Denklem 3.18 ve 3.19'de kullanılan katsayılar

<b>i</b>	<b>a</b>	<b>b</b>
0	6,21147	0,44942
1	-2886,373	1060,80
2	337269,46	0,00274
3	-	0,989805

### 3.7 Su-Lityum Bromür Eriyiğinin Termodinamik Özellikleri

Su-lityum bromür eriyiğinin sıcaklığını veren denklem aşağıda verilmiştir (Horuz, 1990):

$$T = AT_{dsb} + B$$

Bu denklemde A ve B ile gösterilen katsayı;

$$A = -2,00755 + 0,16976X - 3,133310^{-3} X^2 + 1,9766810^{-5} X^3 \quad (3.20)$$

$$B = 124,937 - 7,716X + 0,152286X^2 - 7,950910^{-4} X^3 \quad (3.21)$$

Sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak su-lityum bromür eriyiğinin entalpi denklemi ise aşağıda gösterildiği gibidir;

$$h(T, X) = 2,326(A + B(T1,8 + 32) + C(T1,8 + 32)^2) \quad (3.22)$$

Denklemde geçen katsayılar ise;

$$A = a_0 + a_1X + a_2X^2 + a_3X^3 + a_4X^4 \quad (3.23)$$

$$B = b_0 + b_1X + b_2X^2 + b_3X^3 + b_4X^4 \quad (3.24)$$

$$C = c_0 + c_1X + c_2X^2 + c_3X^3 + c_4X^4 \quad (3.25)$$

3.23, 3.24 ve 3.25 denklemlerinde kullanılan katsayılar çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Denklem 3.23, 3.24 ve 3.25'de kullanılan katsayılar

<b>i</b>	<b>a</b>	<b>b</b>	<b>c</b>
0	-1015,07	4,68108	4,9107x10 <sup>-3</sup>
1	79,5387	-0,3037766	3,83184x10 <sup>-4</sup>
2	-2,358016	8,44845x10 <sup>-3</sup>	1,078963x10 <sup>-5</sup>
3	3,031583x10 <sup>-2</sup>	-1,047721x10 <sup>-4</sup>	1,3152x10 <sup>-7</sup>
4	-1,400261x10 <sup>-4</sup>	4,80097x10 <sup>-7</sup>	-5,8970x10 <sup>-10</sup>

### 3.8 Çevrimin İkinci Kanun Analizi

#### Ekserji

Termodinamik analizlerinde birinci kanun analizleri bize sistemin enerji miktarı hakkında bilgi verirken ikinci kanun analizleri sistem enerjisinin kalitesi hakkında fikir verir.

Ekserji kavramı termodinamiğin ikinci kanun analiziyle ilgilidir ve bir enerjiye sahip akışkanın içinde bulunduğu çevre şartlarına gelerek maksimum iş sağlamasına denir. Bu iş miktarını azaltan ise işlem sırasında ortaya çıkan tersinmezliklerdir, ekserji analizi tersinmezlik miktarını belirlememizi sağlar.

Bir soğutma çevriminde ısı dengesi analizleri ile gerçek kayıpların bulunması mümkün değildir. Örneğin gaz vanasında enerji kaybı yoktur. Fakat proses esnasında basınç düşümü vardır. Bununla birlikte potansiyel düşümü vardır ve sadece ekserji analizleri yoluyla bulunur. Tersinmezlik, bir hal değişimi sırasında tersinir işle yararlı iş arasındaki fark olarak tanımlanır.

Tersinmezlik, işe dönüştürülebilecek olan fakat dönüştürülemeyen enerjiyi gösterir. Termodinamik tersinmezliklerden dolayı ekserji sürekli olarak azalır. Tersinir iş, belirli iki hal arasındaki hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş diye tanımlanabilir ve son hal ölü hal olduğu zaman tersinir iş ekserjiye eşittir (Babadağlı, 2005).

Bir sistemin verebileceği en çok işi sistemin başlangıç şartıyla ölü hal diye adlandırılan çevre şartları arasındaki fark verir (Çengel, 2000).

Ekserji analizi termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizinden oluşur. Enerjinin tersine ekserji korunamaz, ekserji kayıplarının analizi sistem boyunca gerçek tersinmezliklerin nerede olduğu konusunda bilgi vermektedir. Bir ekserji analizinde kayıplar gerçek iş kayıplarını gösterir. Bu kayıpların sonuçları olan bir prostedeki başlıca tersinmezlikler; Sürtünme kayıpları, sıcaklık farkı sebebiyle oluşan ısı transferi, kontrolsüz genişleme olayı sıralanabilir (Talbi ve Agnew, 2000).

Sistemdeki kinetik ve potansiyel enerji analizini gözardı ettiğimizde özgül enerji denklemini şu şekilde ifade edebiliriz (Kılıç ve Kaynaklı, 2007);

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.26)$$

Termodinamiğin ikinci kanun analizi için gerekli olan veriler, ekserji kaybı ve sistemin tersinmezlik oranını veren denklemlerle bulunabilir. Bu denklemler ise şunlardır:

Genel tersinmezlik denklemi:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = T_0 (\sum \dot{m}_0 s_0 - \sum \dot{m}_i s_i - \dot{Q}/T) \quad (3.27)$$

Herbir sistem elemanı için ekserji kayıplarını veren denklemler ise aşağıda sırayla yazılmıştır.

Kaynatici:

$$\Delta \dot{E}_k = \dot{m}_9 e_9 - \dot{m}_{10} e_{10} - \dot{m}_1 e_1 + \dot{Q}_k (1 - T_0 / T_k) \quad (3.28)$$

Absorber:

$$\Delta \dot{E}_a = \dot{m}_6 e_6 + \dot{m}_{12} e_{12} - \dot{m}_7 e_7 - \dot{Q}_a (1 - T_0 / T_a) \quad (3.29)$$

Yoğuşturucu:

$$\Delta \dot{E}_y = \dot{m}_1 e_1 - \dot{m}_2 e_2 - \dot{Q}_y (1 - T_0 / T_y) \quad (3.30)$$

Buharlaştırıcı:

$$\Delta \dot{E}_b = \dot{m}_4 e_4 - \dot{m}_5 e_5 - \dot{Q}_B (1 - T_0 / T_b) \quad (3.31)$$

Eriyik pompası:

$$\Delta \dot{E}_p = \dot{m}_7 e_7 - \dot{m}_8 e_8 + \dot{W}_p \quad (3.32)$$

Eriyik eşanjörü:

$$\Delta \dot{E}_{ee} = \dot{m}_8 (e_8 - e_9) + \dot{m}_{10} (e_{10} - e_{11}) \quad (3.33)$$

Soğutucu akışkan eşanjörü:

$$\Delta\dot{E}_{sae} = \dot{m}_2(e_2 - e_3) + \dot{m}_5(e_5 - e_6) \quad (3.34)$$

Eriyik kısılma vanası:

$$\Delta\dot{E}_{ekv} = \dot{m}_{11}(e_{11} - e_{12}) \quad (3.35)$$

Soğutucu akışkan kısılma vanası:

$$\Delta\dot{E}_{sakv} = \dot{m}_3(e_3 - e_4) \quad (3.36)$$

Sistemin toplam ekserji kaybı ise sistemdeki bütün elemanların ekserji kayıplarını toplayarak bulunur.

$$\Delta\dot{E}_t = \sum_{j=1}^N \Delta\dot{E}_j \quad (3.37)$$

Yukarıdaki denklemde ‘N’, sistemdeki eleman sayısını göstermektedir.

Sistemdeki herbir elemanın ekserji kaybının, sistemin toplam ekserji kaybına oranı herbir sistem elemanının ‘boyutsuz ekserji kaybı’ olarak adlandırılır ve şu şekilde formülize edilebilir:

$$\psi_j = \frac{\Delta\dot{E}_j}{\Delta\dot{E}_t} \quad (3.38)$$

3.38 numaralı denklem; her bir sistem elemanının, toplam ekserji kaybı üzerindeki etkisini görmemiz açısından önem arz etmektedir.

Birinci kanun analizi bölümünde sistemin ‘COP’ ve ‘DO’ değerini veren denklemler formülize edilmişti. Bunlara ek olarak ikinci kanun analizinde kullandığımız ekserji verimlerini ifade eden denklemler ise (Arun vd., 2000) ;

$$ECOP = \frac{-\dot{Q}_B(1 - T_0 / T_B)}{\dot{Q}_K(1 - T_0 / T_K) + \dot{W}_P} \quad (3.39)$$

$$\tau = COP / COP_C \quad (3.40)$$

$COP_C$  , Carnot soğutma tesir katsayısıdır ve sistemin çıkabileceği maksimum soğutma tesir katsayısını gösterir ve şu aşağıdaki gibi formülüne edilebilir;

$$COP_C = \left( \frac{T_K - T_A}{T_K} \right) \left( \frac{T_B}{T_Y - T_B} \right) \quad (3.41)$$

Sistemin entropi analizi yapmak sistemin herbir noktasında dolaşan akışkanın sahip olduğu özelliklere bağlıdır. Bu çalışmada su-lityum bromür eriyiğinin entropi değerleri veren denklem Kaita (2001)'den alınmıştır.

#### 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Su-LiBr eriyiği ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin verim analizi, termodinamik özellikler kısmında verilen formüllerin bilgisayar ortamına aktarılmasıyla oluşturulan simülasyonda yapılmıştır. İki adet eşanjör içeren sistemin farklı eşanjör etkinlikleri ve sistem elemanlarından olan buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kaynatıcı ve absorberin farklı çalışma sıcaklıkları için sistemin ekserji analizi ve sistemdeki entropi üretimi incelenmiştir.

Aşağıdaki tabloda  $T_k = 90\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_y = 40\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_a = 40\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_b = 10\text{ }^\circ\text{C}$ , için çevrimin çeşitli noktalarıda akışkanın sahip olduğu termodinamik özellikler verilmiştir. Sistemdeki her iki eşanjörün etkenliği %70 alınmıştır (Kaushik ve Arora, 2009).

Çizelge 4. 1. Sistemin Çeşitli Noktalarında Su-LiBr Eriyiğinin Sahip Olduğu Termodinamik Özellikler

Çevrimdeki Noktalar	Akışkan	T (°C)	X (%)	h (kJ/kg)	s(kJ/kgK)	$\psi$
1	Su	90	0	2662,35	8,5346	121,543
2	Su	40	0	167,6	0,5712	1,0837
3	Su	30,49	0	127,8	0,442	-0,2007
4	Su	10	0	127,8	0,4516	-3,0735
5	Su	10	0	2517,25	8,9007	-132,69
6	Su	31	0	2557,06	9,0328	-132,27
7	Fakir Eriyik	40	54,84	93,15	0,2577	20,1245
8	Fakir Eriyik	40	54,84	93,15	0,2577	20,1245
9	Fakir Eriyik	67,87	54,84	150,98	0,4317	26,067
10	Zengin Eriyik	90	62,1	221,22	0,4949	77,4565
11	Zengin Eriyik	55,01	62,1	155,74	0,3071	67,9718
12	Zengin Eriyik	55,01	62,1	155,74	0,3071	67,9718
13	Su Buharı	180	0	2836,22	7,7267	536,297
14	Su Buharı	139,5	0	2759,84	7,5456	513,899
15	Hava	25		0	0	0
16	Hava	40,41		15,66	0,0506	0,5827
17	Hava	25		0	0	0
18	Hava	10,24		-15	-0,051	0,1912
19	Hava	25		0	0	0
20	Hava	43,14		18,43	0,0593	0,7634



Sistem üzerindeki eşanjörlerin etkisini yukarıdaki tablodan da rahatlıkla görebiliriz. 2 nolu konumda yoğuşturucudan çıkan suyun sıcaklığı 40 °C iken, 3 nolu konum olan soğutucu akışkan eşanjörü çıkışında yaklaşık 9,5 °C bir düşüşle 30,49 °C olmuştur.

Aynı şekilde 8 nolu konum olan eriyik pompası çıkışında eriyik sıcaklığı yaklaşık 40 °C iken eriyik eşanjörü çıkış noktası olan 9 nolu konumda eriyik sıcaklığı yaklaşık 28 °C bir artış göstermektedir.

Çizelge 4.2' de sistemdeki herbir elemanın ısı yük kapasitesi gösterilmiştir.

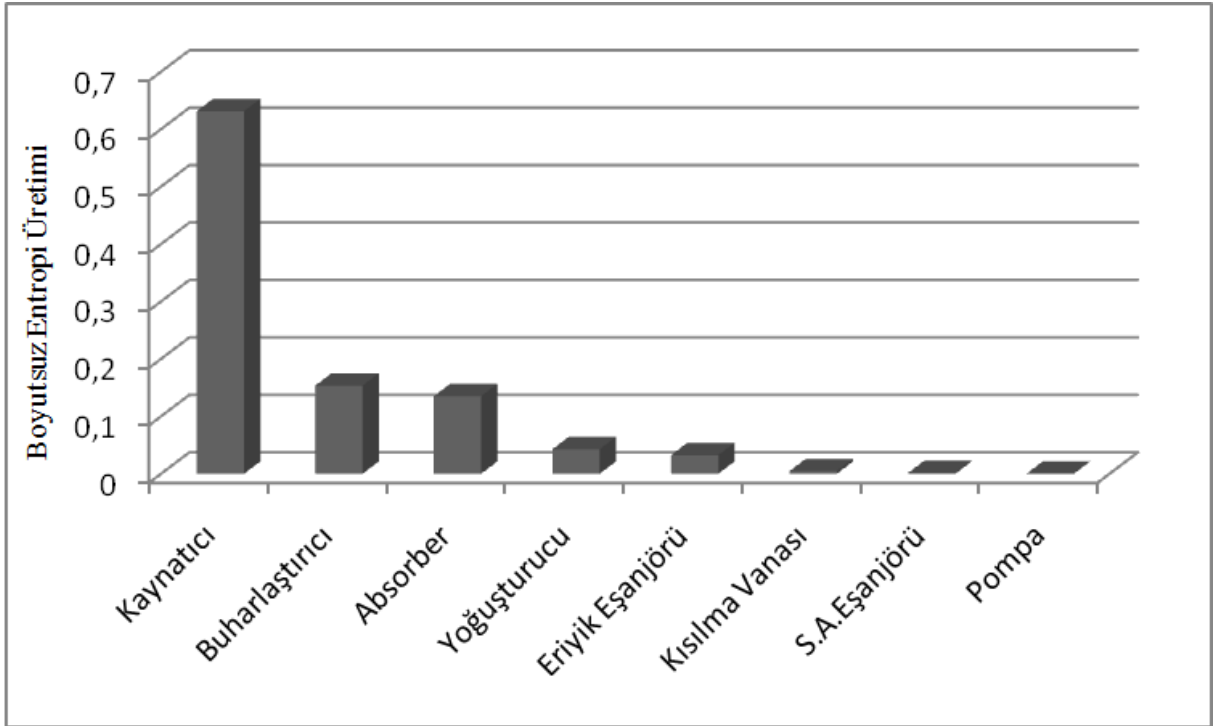
Çizelge 4.2. Sistemdeki Elemanların Birim Soğutucu Akışkan Kütlesi İçin Isıl yük Kapasiteleri

Kapasiteler (kJ/kg)	Eşanjörlerin Etkenliği '0,7'	Eşanjörlerin Etkenliği '0'
Kaynaticı ( $Q_k$ )	3041,814	3536,43
Yoğuşturucu ( $Q_y$ )	2494,751	2494,751
Buharlaştırıcı ( $Q_b$ )	2389,472	2349,656
Absorber ( $Q_a$ )	2936,568	3391,368
Pompa ( $W_p$ )	0,0364	0,0364
Eriyik Eşanjörü ( $Q_{ee}$ )	494,616	0
Soğutucu Akışkan Eşanjörü ( $Q_{sac}$ )	39,82	0
COP	0,7855	0,6644
ECOP	0,232	0,197
$\tau$	0,604	0,511
COP <sub>C</sub>	1,3	0,197

Çizelgede görüldüğü gibi sistemde en fazla ısı yük kapasitesine sahip eleman kaynaticıdır ve diğer bir ilgi çekici nokta ise pompanın ihmal edilebilecek kadar enerji harcamasıdır.

Eşanjörlerin sistem üzerindeki etkisi yukarıdaki tablodan da açıkça görülmektedir. Eşanjörlerin etkenlik katsayısı 0,7 alındığında kaynatıcının çektiği ısı miktarı 3041,814 kJ/kg iken eşanjörler devre dışı bırakıldığından bu miktar 3536,430 kJ/kg olmaktadır. Aynı şekilde sistemim toplam COP ve ECOP değerleri eşanjörlerin devre dışı bırakılmasıyla azalma göstermektedirler.

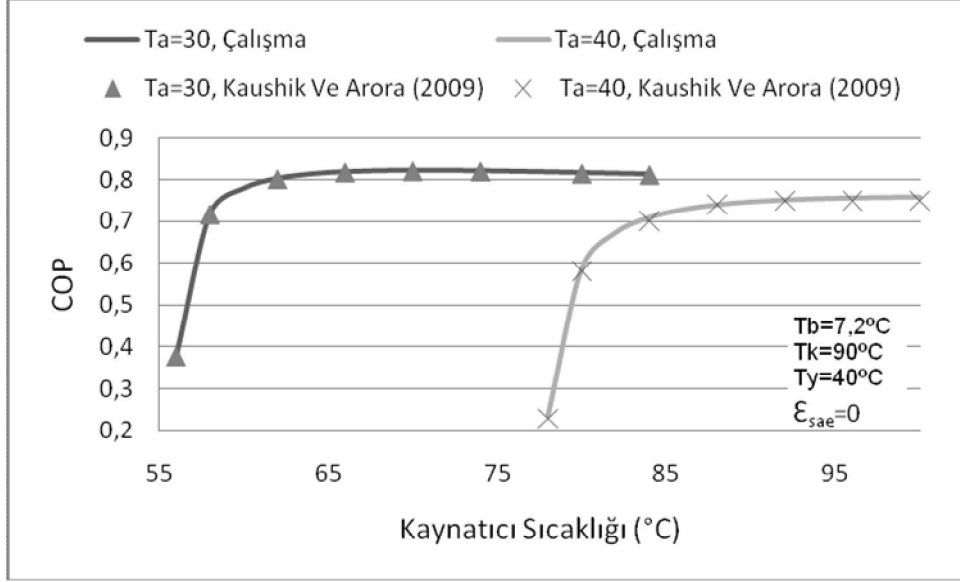
Şekil 4.1'de % 63 lük oranla en fazla entropi üretimine sahip sistem elemanının kaynatıcı olduğu görülmektedir ve onu % 15 ile buharlaştırıcı takip etmektedir. Şekil 4.1'i oluşturan sistem şartları Çizelge 4.2 ile aynıdır.



Şekil 4.1. Sistemdeki her bir komponent için boyutsuz entropi üretimi

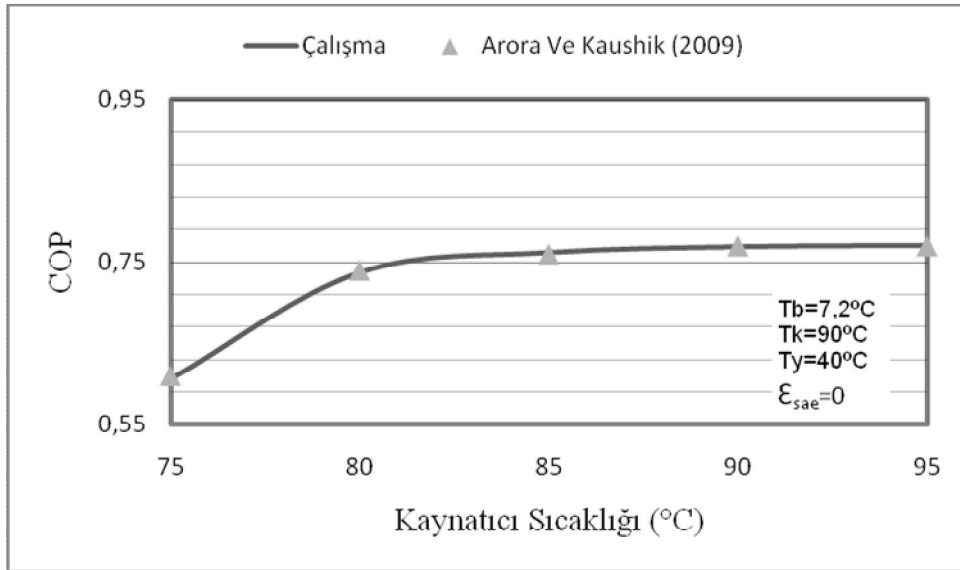
Sistemdeki her bir elemana ait entropi üretimini sistemin toplam entropi üretimine böldüğümüzde elde ettiğimiz sonuç bize sistemdeki her bir elemanın boyutsuz entropi üretimini vermektedir, buda bize sistemin tamamında her bir elemanın entropi üretimindeki etkisini daha rahat görmemimizi sağlar.

Değişen kaynatıcı sıcaklığı ile COP'nin değişimi Kaushik ve Arora'nın (2009)'un çalışmasıyla karşılaştırmalı olarak şekil 4.2'de verilmiştir.



Şekil 4.2. Yapılan çalışmanın Kaushik Ve Arora'nın (2009) yaptığı çalışma ile farklı absorber sıcaklıklarında karşılaştırılması

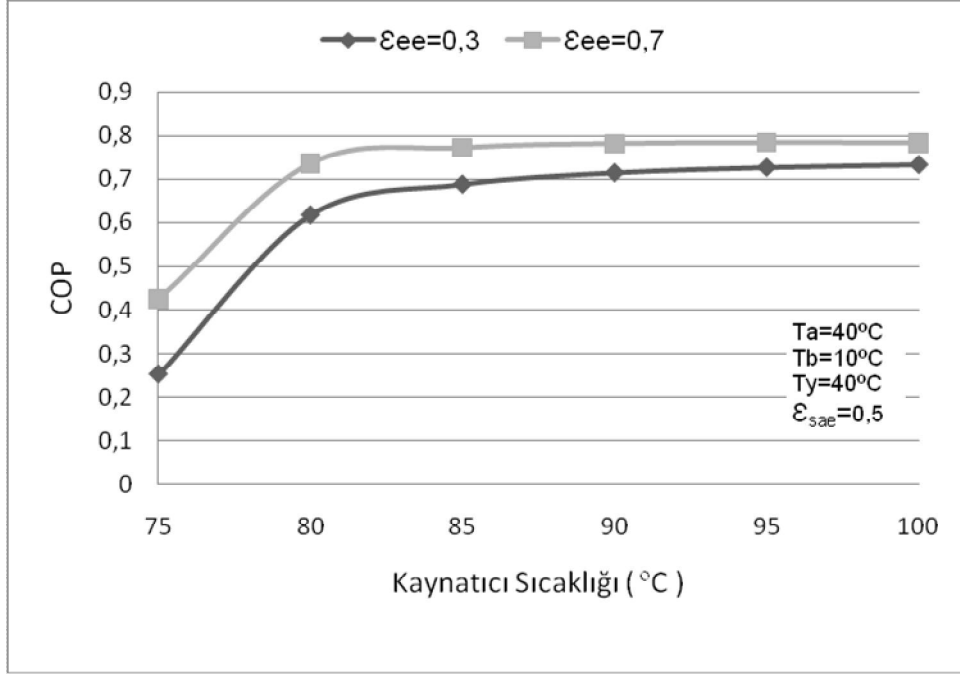
Şekil 4.3'de de Arora ve Kaushik (2009) tarafından bulunan değerlerle başka bir karşılaştırma yapılmıştır.



Şekil 4.3. Yapılan çalışmanın Arora ve Kaushik'in (2009) yaptığı çalışma ile değişen kaynatıcı sıcaklığı bağlı karşılaştırılması

Şekil 4.4’de eriyik eşanjör etkenliğine ve farklı kaynatıcı sıcaklıklarına bağlı sistemin COP değişimleri görülmektedir. Sistemin çalışma şartları şekil üzerinde verilmiştir.

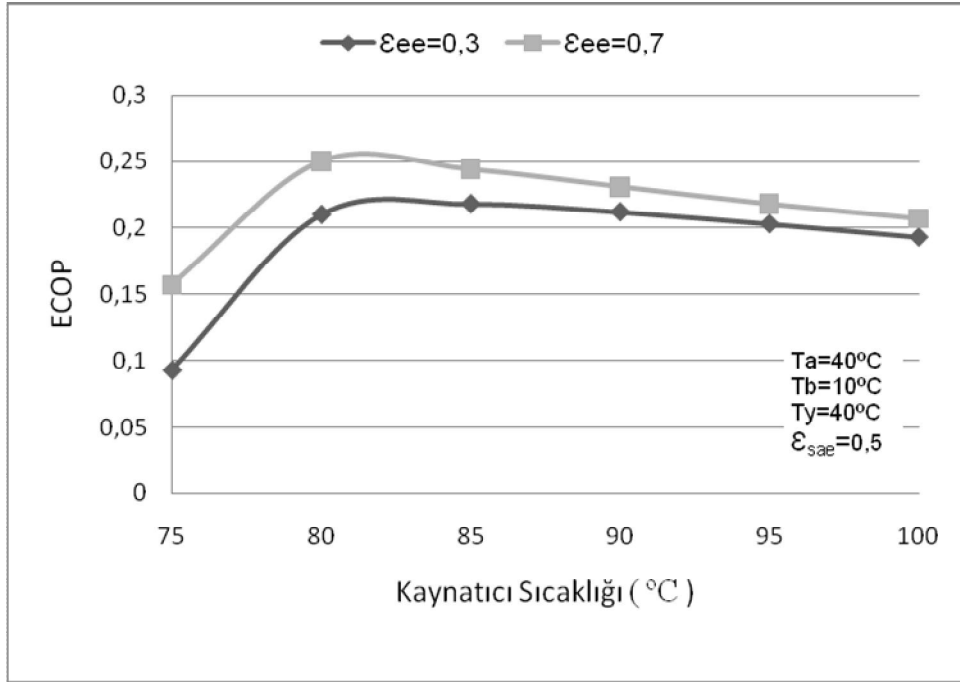
Kaynatıcı sıcaklığındaki artış zengin ve fakir eriyik konsantrasyonları arasındaki farkı artırmaktadır. Buna bağlı olarak dolaşım oranı (DO) azaltmakta, dolaşım oranının azalmasına bağlı olarak kaynatıcı kapasitesindeki azalma COP değerini artırmaktadır.



Şekil 4.4. Kaynatıcı sıcaklığına bağlı COP değişimi

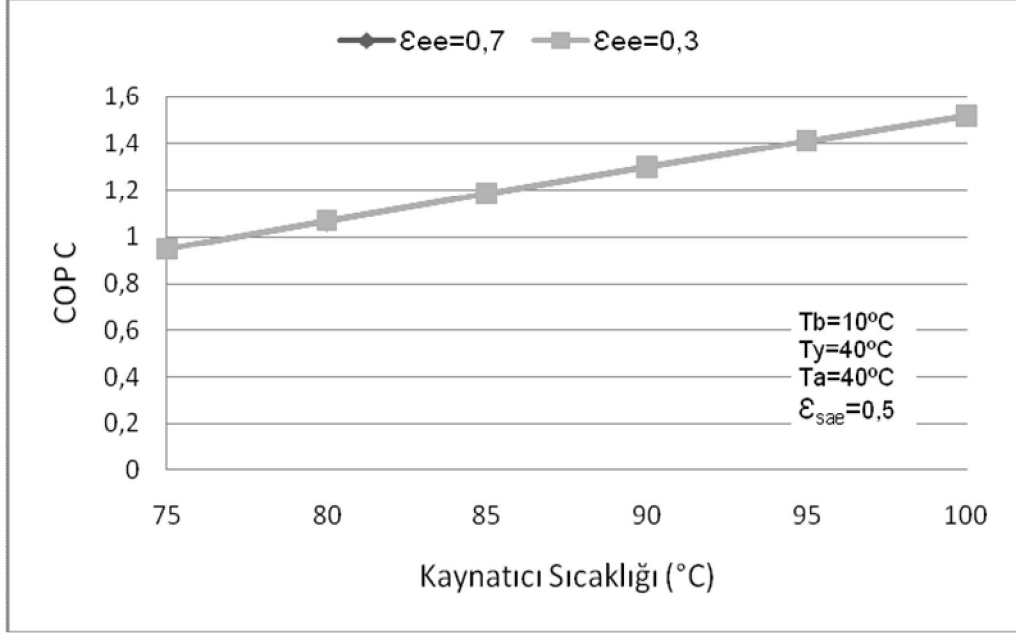
Şekil 4.4’de verilen sıcaklık ve eşanjör etkenlik değerleri için kaynatıcı sıcaklığının alabileceği minimum değer  $75^\circ\text{C}$  olmaktadır, bu değerden daha küçük sıcaklıklarda fakir eriyik konsantrasyonu zengin eriyik konsantrasyonunu aşmaktadır. Maksimum kaynatıcı sıcaklığı ise  $100^\circ\text{C}$  dir, bu değerden yüksek sıcaklıklar için sistemde kristalizasyon durumu oluşmaktadır, bu durum ise LiBr-Su ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemleri için istenmeyen bir durumdur.

Şekil 4.5’de kaynatıcı sıcaklığına bağlı ECOP değişimi görülmektedir. Şekil üzerinde verilen şartlar için eriyik eşanjörünün daha yüksek etkenlik katsayısı için ECOP değerleri daha yüksek değerler almakta fakat kaynatıcı sıcaklığı arttıkça eğrilerin birbirlerine yakınlığı görülmektedir. Eriyik eşanjör etkenliğinin değerinin 0,7 olduğu durumda grafik üzerinde verilen şartlar için ECOP değeri kaynatıcı sıcaklığının 82 °C olduğu durumda en yüksek değer olarak 0,25 olmakta bu sıcaklıktan sonra düşüş göstermektedir.



Şekil 4.5. Kaynatıcı sıcaklığına bağlı ECOP değişimi

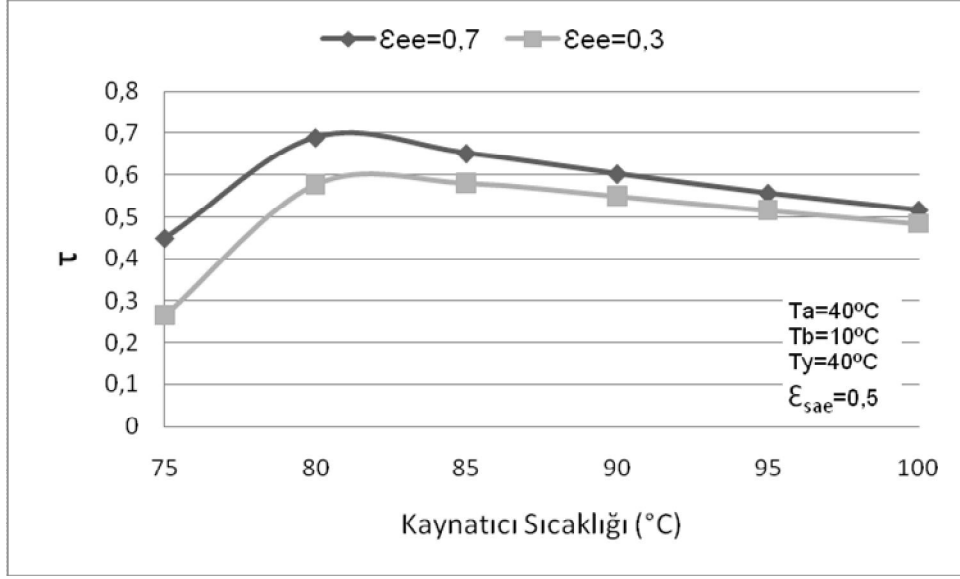
Şekil 4.6' da Carnot soğutma tesir katsayısı olarak bilinen, ideal şartlar için elde edilen en fazla soğutma tesir katsayısının kaynatıcı sıcaklığına bağlı değişimi görülmektedir.  $COP_C$  değerleri sadece çalışma sıcaklıklarına bağlı olduğu için eşanjör etkinliği ile değişmemektedir ve kaynatıcı sıcaklığı arttıkça artmaktadır.



Şekil 4.6. Kaynatıcı sıcaklığına bağlı  $COP_C$  değişimi

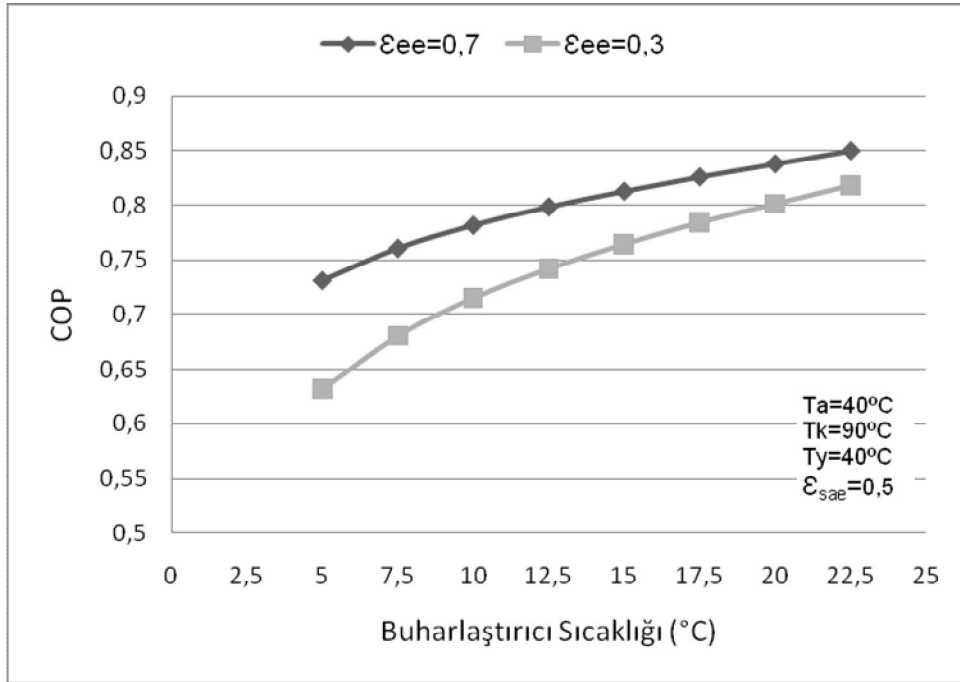
Sistemin gerçek COP değerini  $COP_C$  değerine bölerek elde ettiğimiz  $\tau$  değeri bize başka bir açıdan sistem verimini değerlendirmemize yardımcı olur ve sistem için ulaşabilecek maksimum verim olan  $COP_C$  değerine ne kadar yaklaştığımızı görmemize yardımcı olur.

Şekil 4.7'i veren sistem şartları için en yüksek  $\tau$  değeri, eriyik eşanjörünün % 70 etkin olduğu durumda gerçekleşmektedir ve yaklaşık 82 °C kaynatıcı sıcaklığı için 0,69 değerini almaktadır.



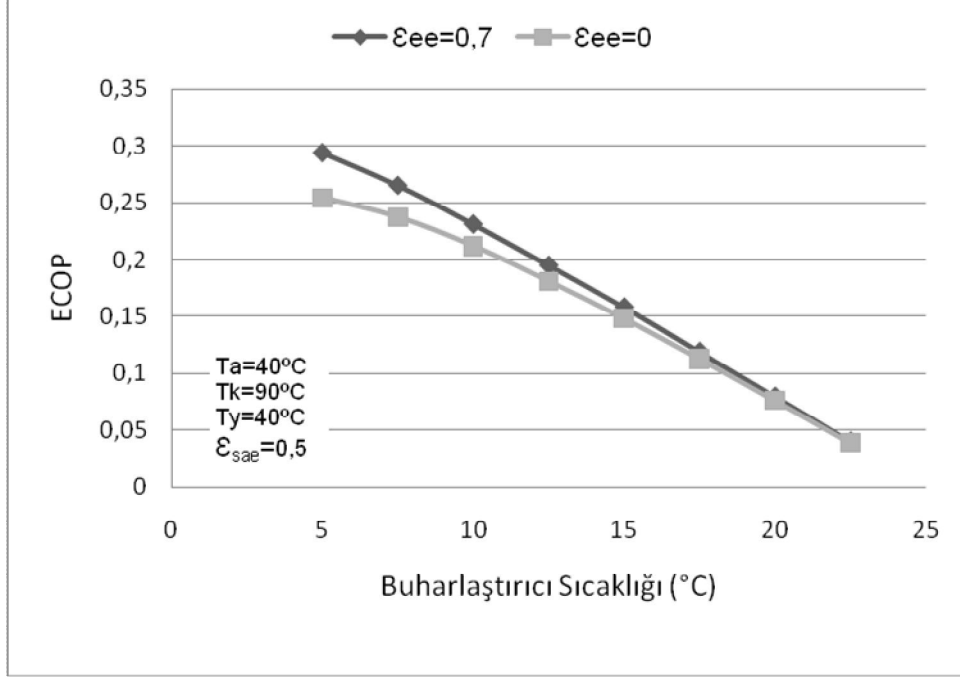
Şekil 4.7. Kaynatıcı sıcaklığına bağlı  $\tau$  değişimi

Şekil 4.8’de buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı COP değişimi görülmektedir ve sistemin çalışma şartları şekil üzerinde verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklık artışının sistem üzerindeki etki tarzı kaynatıcı sıcaklığı ile aynıdır bu yüzden sıcaklık artışıyla beraber COP değerinde de artış görülmektedir. Buharlaştırıcı sistemin soğutma kısmı olduğundan Su-LiBr ile çalışan sistemlerde 5°C altına düşmemek daha güvenilirdir.



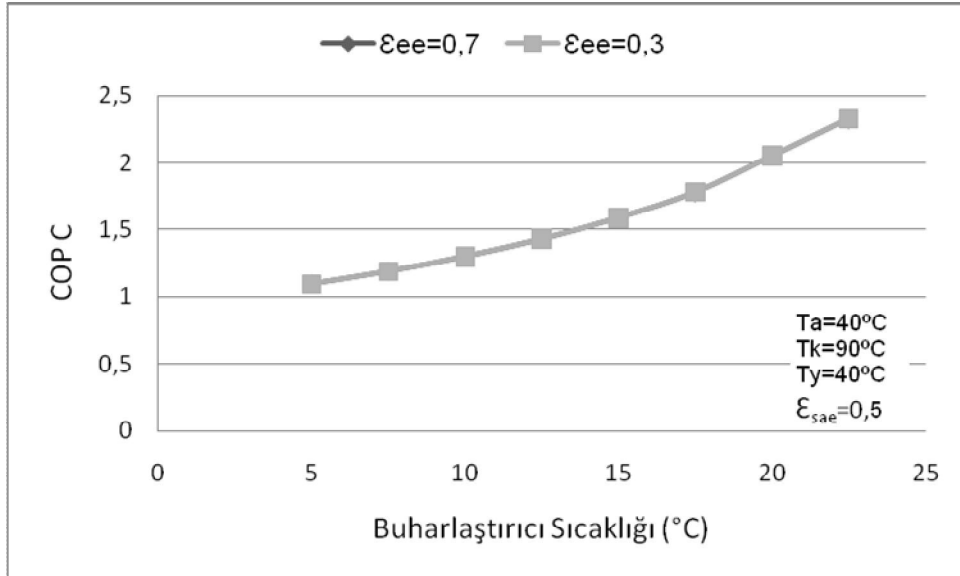
Şekil 4.8. Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı COP değişimi

Şekil 4.9’da ise ECOP değerinin buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla beraber düştüğü gözlenmektedir.



Şekil 4.9. Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı ECOP değişimi

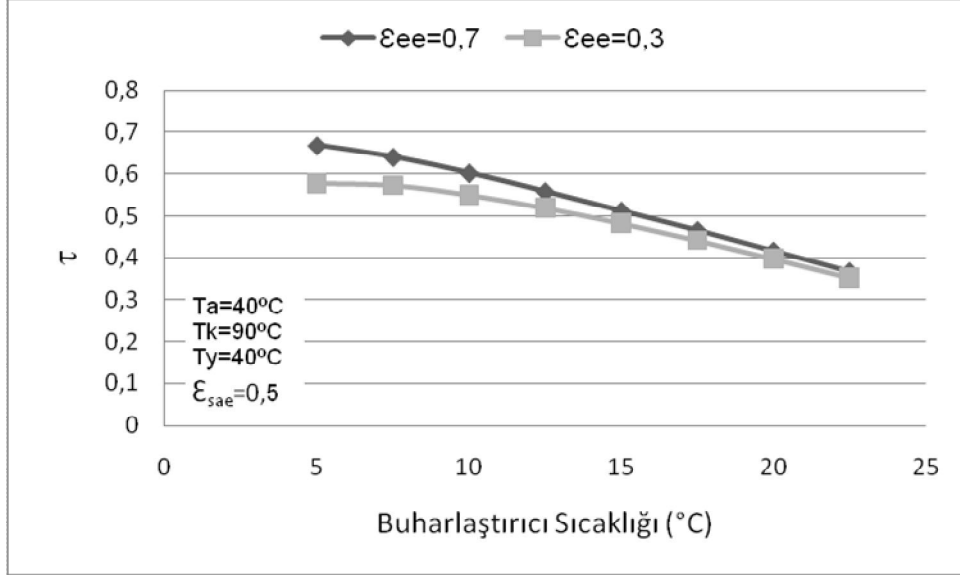
Şekil 4.10’da her iki eriyik eşanjör etkinliği değeri içinde COP<sub>C</sub> değeri aynıdır ve buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla artış göstermektedir. 22,5 °C için COP<sub>C</sub> değeri 2,326 değerini almaktadır.



Şekil 4.10. Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı COP<sub>C</sub> değişimi

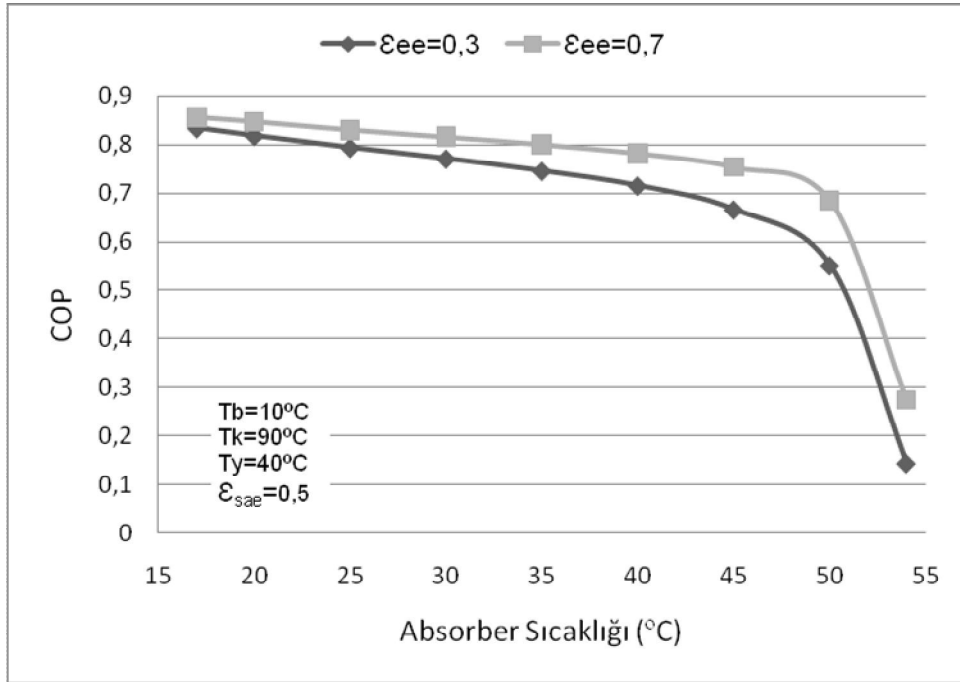


Şekil 4.11'da ECOP grafiğine uyumlu bir grafik olup buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla düşüş göstermektedir.



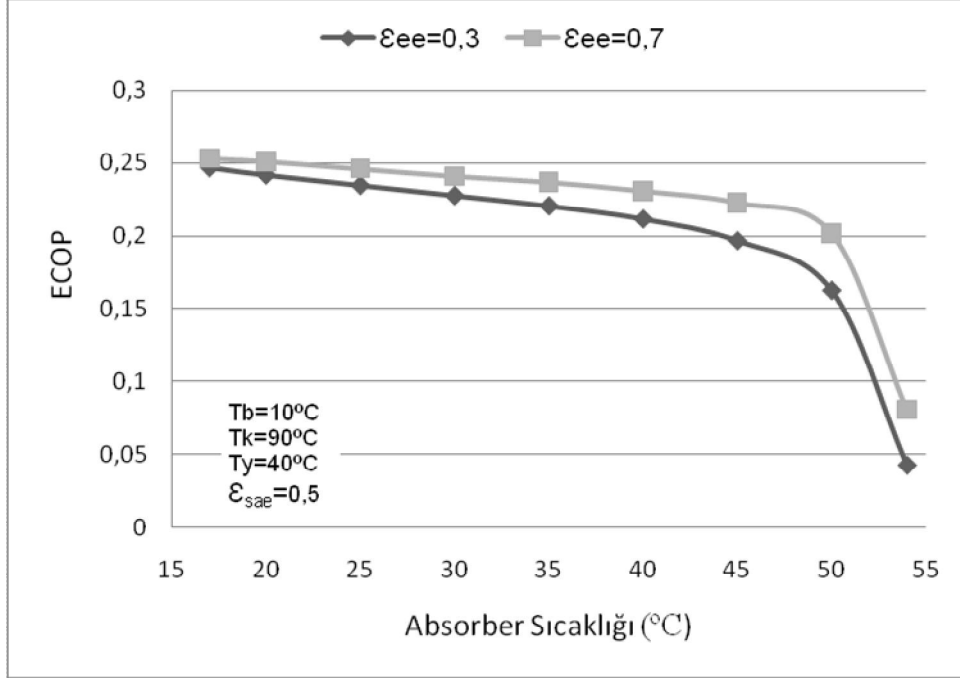
Şekil 4.11. Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı  $\tau$  değişimi

Şekil 4.12'de absorber sıcaklığına bağlı COP değişimi görülmektedir. Sistemin çalışma şartları şekil üzerinde verilmiştir, bu şartlarda absorber sıcaklığı maximum 54 °C değerini almaktadır. Bu sıcaklık üzerindeki değerlerde fakir eriyik oranı zengin eriyik oranını aşmaktadır.



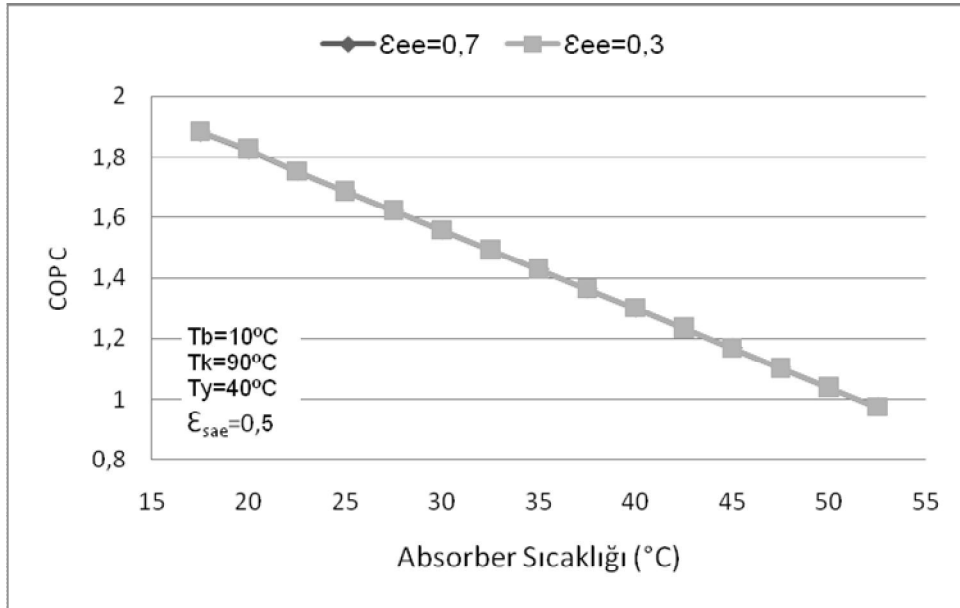
Şekil 4.12. Absorber sıcaklığına bağlı COP değişimi

Şekil 4.13’de ilgi çekici olan yüksek absorber sıcaklıklarında ECOP değerinin çok daha hızlı düşüş göstermesidir.



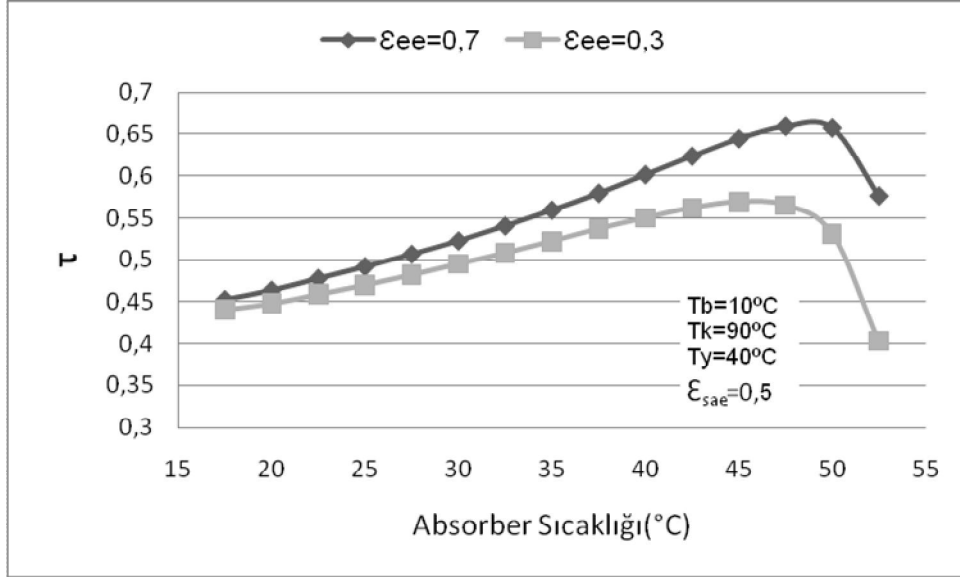
Şekil 4.13. Absorber sıcaklığına bağlı ECOP değişimi

Şekil 4.14’de her iki farklı eşanjör etkinliği için COP<sub>C</sub> değerleri aynı olup absorber sıcaklığının artmasıyla doğrusal bir düşüş gözlenmektedir.



Şekil 4.14. Absorber sıcaklığına bağlı COP<sub>C</sub> değişimi

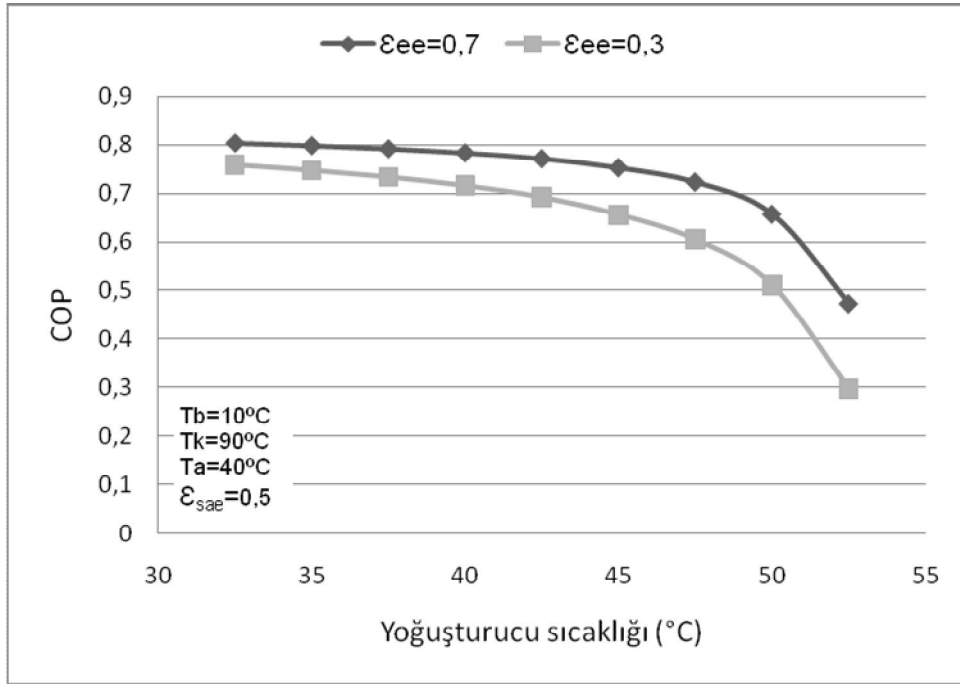
Şekil 4.15’de ise verilen şartlar için  $\tau$  değeri absorber sıcaklığıyla beraber artış göstermekte fakat yüksek absorber sıcaklıklarında  $\tau$  değeri çok hızlı düşüş göstermektedir.  $\tau$ , 49 °C için en yüksek değerini 0,663 olarak almaktadır.



Şekil 4.15. Absorber sıcaklığına bağlı  $\tau$  değişimi

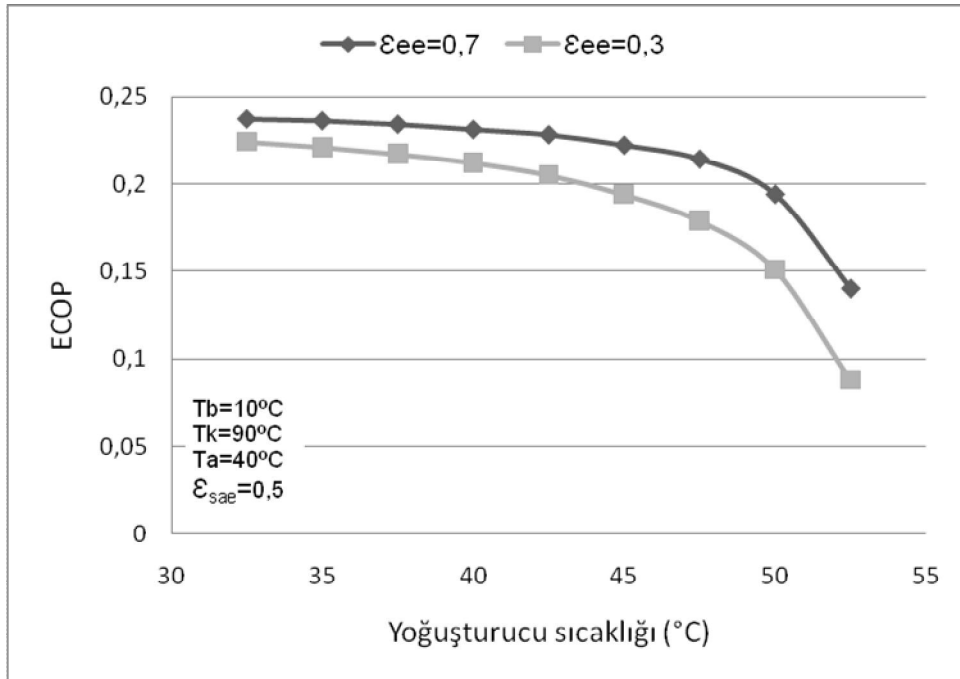
Şekil 4.16 üzerinde yoğuşturucu sıcaklığına bağlı COP değişimi görülmektedir. Sistemin çalışma şartları şekil üzerinde görüldüğü gibidir. Bu şartlara göre % 70 eriyik eşanjörü etkenliği için yoğuşturucu sıcaklığı 32,2 °C değerine kadar inebilmekte, bunun altındaki değerler için kristalizasyon tehlikesi oluşmaktadır ve % 30 etkenlik için bu değer 29 °C’ dir.

Maksimum yoğuşturucu sıcaklığı ise 53,8 °C’ dir, bu değer üzerindeki sıcaklıklarda fakir eriyik konsantrasyonu zengin eriyik konsantrasyonunu geçmektedir.

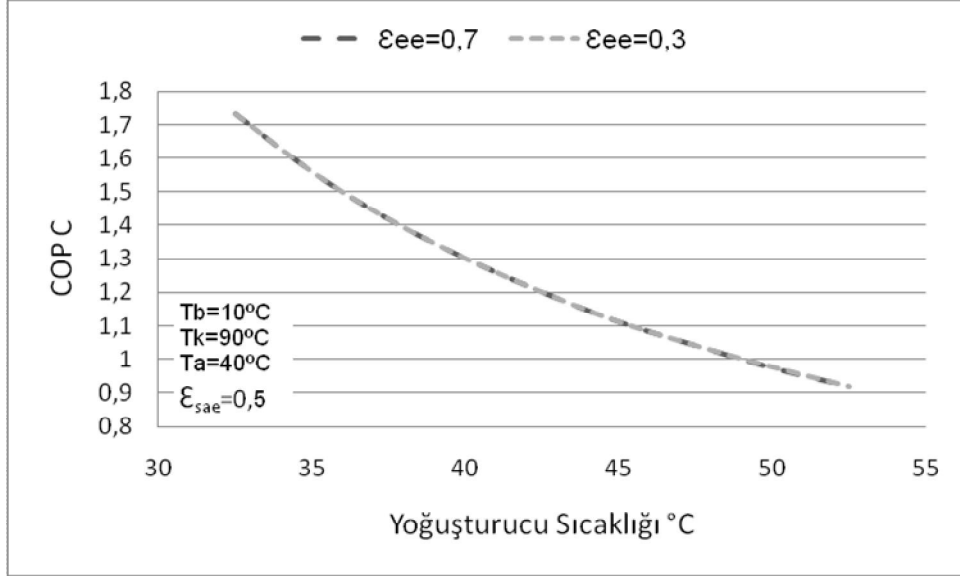


Şekil 4.16. Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı COP değişimi

Şekil 4.17 ve Şekil 4.18’de yoğuşturucu sıcaklığının artmasıyla birlikte ECOP ve  $COP_c$  değerlerinde düşüş gözlenmektedir.

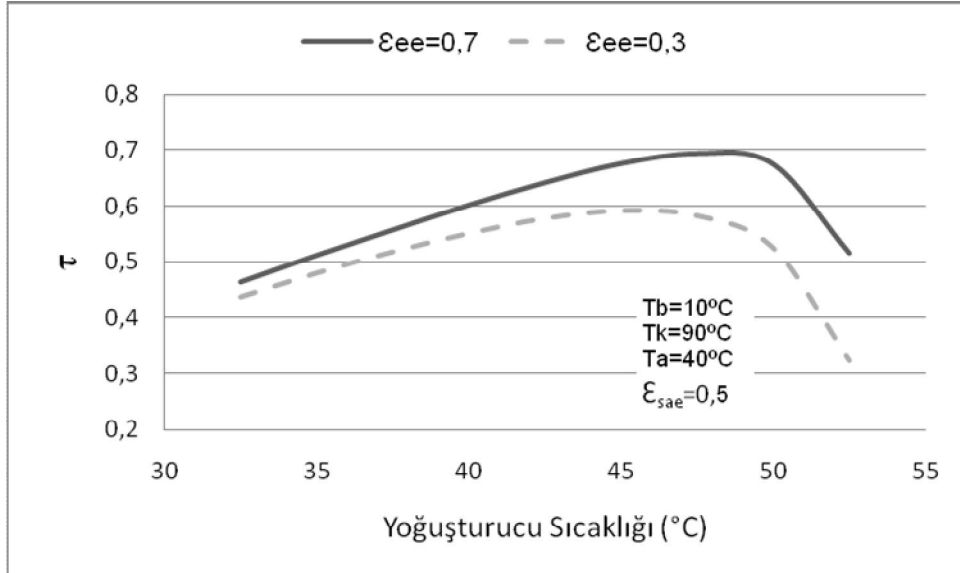


Şekil 4.17. Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı ECOP değişimi



Şekil 4.18. Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı COP<sub>c</sub> değişimi

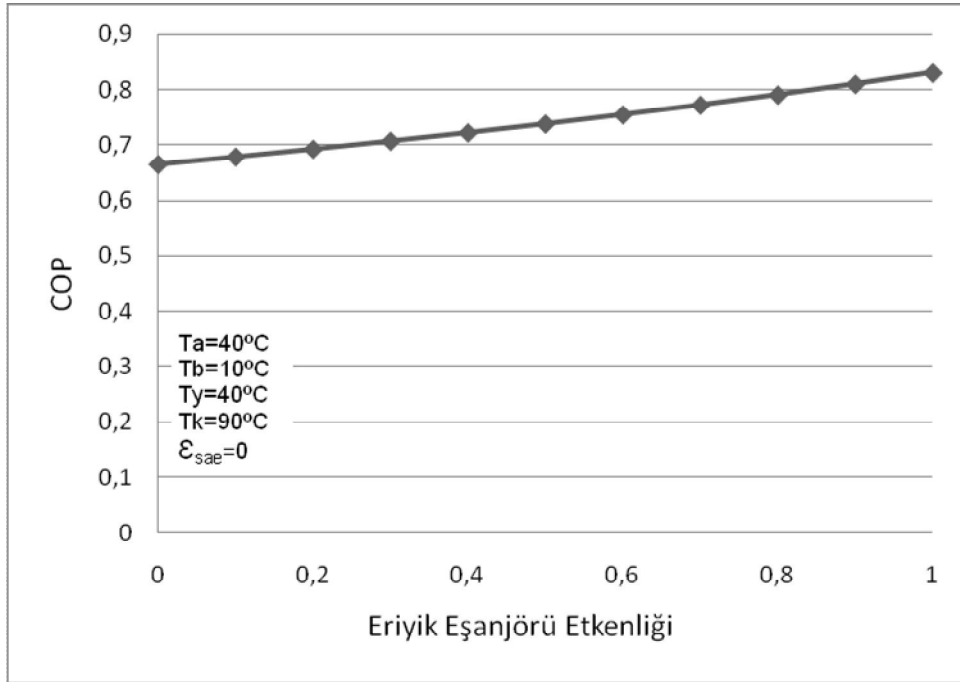
Şekil 4.19’da yoğuşturucu sıcaklığının artmasıyla birlikte  $\tau$  değerinde artış görülmekte fakat yüksek yoğuşturucu sıcaklıklarında grafik hızlı düşüş eğilimi göstermektedir. Grafik üzerinde verilen sistem şartlarında eriyik eşanjör etkenliği değerinin 0,7 olduğu durumda 48 °C için grafik en yüksek değerini almakta ve  $\tau$  0,695 olmaktadır.



Şekil 4.19. Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı  $\tau$  değişimi

Şekil 4.20’de kaynatıcıya girecek olan eriyiğin sıcaklığını artırmak amacıyla kullanılan eriyik eşanjörünün, şekil üzerinde verilen şartlarda sistemin soğutma tesir katsayısı üzerindeki etkisi görülmektedir.

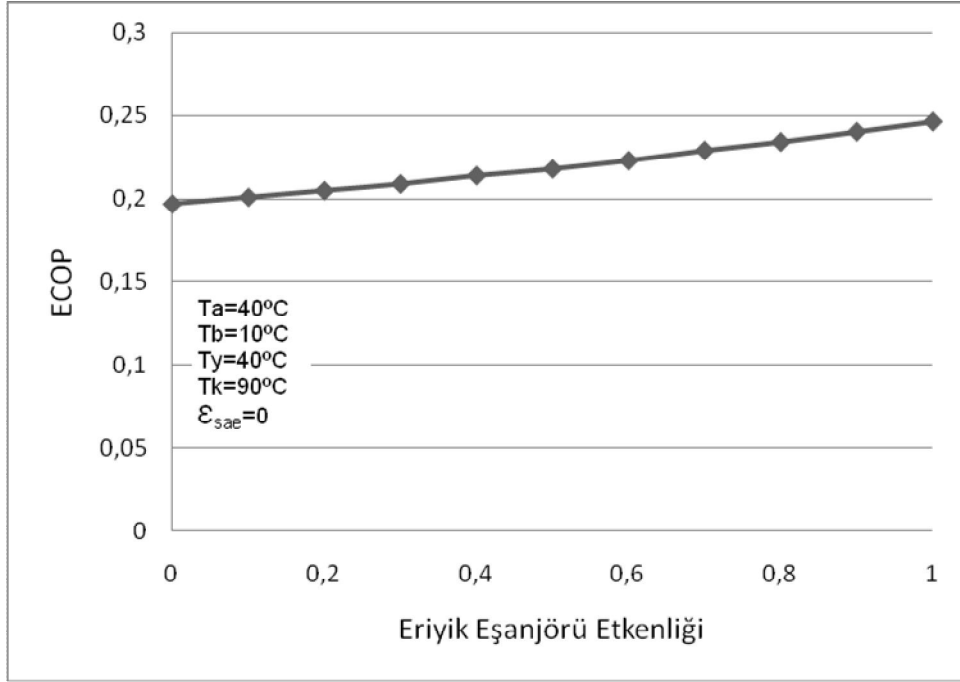
Sistemdeki her iki eşanjörün devre dışı kalması durumunda komponentlerin sıcaklıklarını aynı tuttuğumuzda COP 0,66 olmaktadır. Sistemde eriyik eşanjörü kullanıldığında kaynatıcıya giren eriyik bir ön ısıtmadan geçerek daha yüksek sıcaklıkta kaynatıcıya girmekte, dolayısıyla kaynatıcı tarafından verilmesi gereken ısı enerjisi azalmaktadır ve etkenlik katsayısına bağlı olarak COP artmaktadır. Eriyik eşanjörünün etkenliğinin %100 olduğu durumda ise zengin eriyik 79,8 °C’ye kadar çıkmakta fakir eriyik ise 40 °C’ye kadar yani eriyiğin pompadan çıkış sıcaklığına kadar düşmekte, buna bağlı olarak eşanjörsüz 3536,430 kJ/kg olan kaynatıcı yükü 2829,937 kJ/kg değerine kadar düşmektedir ve sistemin COP’si % 25 lik bir artış göstererek 0,8303 değerine kadar çıkmaktadır.



Şekil 4.20. COP değerinin eriyik eşanjörün etkenliği ile değişimi

Şekil 4.21 üzerinde, eriyik eşanjörünün etkenliğine bağlı olarak ECOP değerinin değişimi görülmektedir ve sistemin çalışma şartları şekil üzerinde gösterilmiştir. Aynı şartlarda eşanjörlerin kullanılmadığı sistem için, kaynatıcı elemanın ekserji kaybı 3,222 sistemin toplam ekserji kaybı ise 4,843 ve ECOP değeri 0,197 olmaktadır.

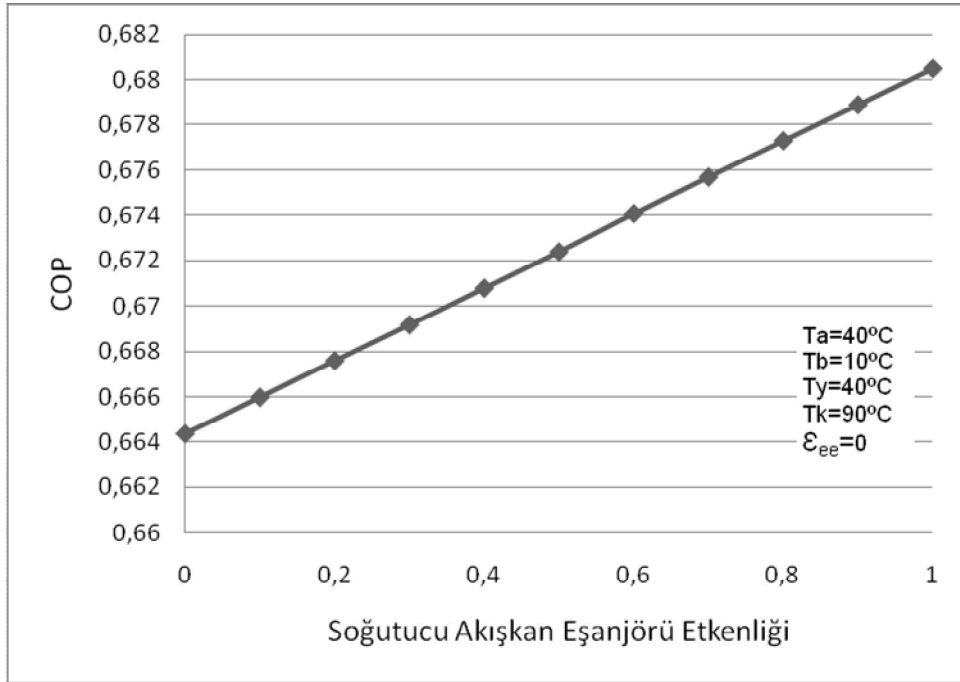
Eriyik eşanjörünün etkenliğinin % 100 olması durumunda ise kaynatıcının ekserji kaybı 2,374 sistemin toplam ekserji kaybı 3,796 ve ECOP değeri ise yaklaşık % 25 lik bir artışla 0,246 olmaktadır.



Şekil 4.21. ECOP değerinin eriyik eşanjörünün etkenliği ile değişimi

Şekil 4.22’de sistemin soğutma bölümünde kullanılan soğutucu akışkan eşanjörünün etkenlik katsayısının sistemin performansı üzerindeki etkisi görülmektedir. Soğutucu akışkan eşanjörünün sistem üzerindeki etkisini daha iyi görebilmek için sistemin çalışma şartları Şekil 4.20 ve Şekil 4.21 ile aynıdır ve Şekil 4.22 için  $\epsilon_{ee} = 0$  olarak alınmıştır. Buharlaştırıcıya daha düşük sıcaklıkta dolayısıyla daha düşük entalpide su göndermek amacıyla kullanılan soğutucu akışkan eşanjörü buharlaştırıcı içerisinde gerçekleşen soğutucu akışkanın entalpi artışıındaki farkı artırarak sistemin soğutma kapasitesinde artışa neden olmaktadır.

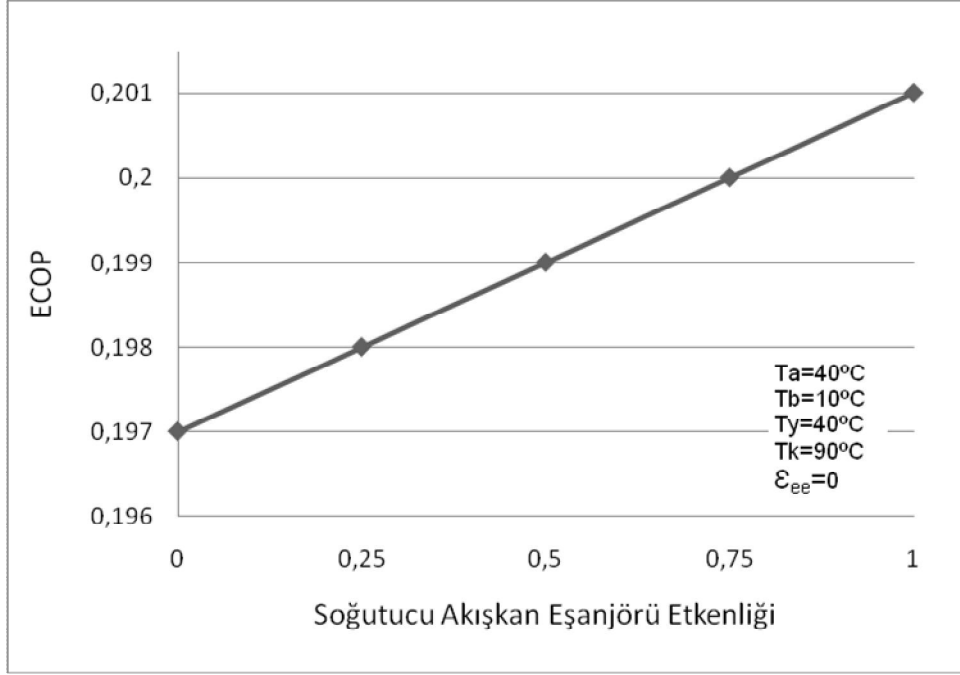
Eşanjör etkenliğinin %100 olması durumunda yaklaşık % 2,5 luk bir artışa neden olduğundan sistemin performansı üzerindeki etkisi eriyik eşanjörüne göre daha azdır.



Şekil 4.22. COP değerinin soğutucu akışkan eşanjörü etkenliği ile değişimi



Şekil 4.23 üzerinde soğutucu eşanjör etkinliğine bağlı ECOP değerindeki artış görülmektedir. Eşanjörün sistem üzerindeki etkisini daha iyi görebilmek için diğer grafiklerdeki sistem şartları aynı tutulmuştur. Etkenliğin %100 olması halinde ECOP değerinde yaklaşık % 2 lik bir artış görülmektedir.



Şekil 4.23. ECOP değerinin soğutucu akışkan eşanjör etkinliği ile değişimi

## SONUÇ

Bu çalışmada LiBr-Su eriyiği ile çalışan, tek kademeli çift eşanjörlü bir absorpsiyonlu soğutma sistemi incelenmiş ve eriyiğin termodinamik özelliklerini tanımlayan denklemler kullanılarak hesaplar yapılmıştır. Sistem elemanlarının farklı çalışma sıcaklıkları ve farklı eşanjör etkenlikleri için bulunan sonuçlar özetle şöyledir:

- Sistemde bulunan her iki eşanjörün etkenlik değerleri arttıkça sistemin COP ve ECOP değerleri artmakta fakat eriyik eşanjörünün bu artışa katkısı daha fazla olmaktadır.
- Sistemde en fazla entropi üretimi kaynatıcıda olmakta, ondan sonra sırasıyla buharlaştırıcı ve absorber gelmektedir.
- Sisteme ait genel verim ifadeleri kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artmasıyla artmakta, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarının artmasıyla azalmaktadırlar.
- Grafikler üzerinden sisteme ait optimum kaynatıcı, buharlaştırıcı, absorber ve yoğuşturucu sıcaklıklarını tespit etmek mümkündür.
- Kristalizasyon tehlikesi sistemin çalışma şartlarını sınırlandırmaktadır.
- Sistemin en fazla ısı yük kapasitesine sahip elemanı kaynatıcıdır ve onu sırasıyla absorber ve yoğuşturucu takip etmektedir.
- Sistemde kullanılan eriyik pompasının harcadığı enerji diğer sistem elemanlarıyla karşılaştırıldığında son derece azdır.

**KAYNAKLAR**

ADEWUSI, S. A., ve S. M. ZUBAIR. 2004. Second law based thermodynamic analysis of ammonia-water absorption systems. *Energy Conversion And Management*, 45, p. 2355-2369,

ALAMDARI, S. G. 2007. Simple equations for predicting entropy of ammonia-water mixture. *IJE Transactions B: Applications*, 20, p. 97-106.

ARORA, A., ve S. C. KAUSHIK. 2009. Theoretical analysis of LiBr/H<sub>2</sub>O absorption refrigeration systems. *International Journal Of Energy Research*, 33, p. 1321-1340.

ARUN, M. B., M. P. MAIYA, S. S. MURTHY. 2000. Equilibrium low pressure generator temperatures for double –effect series flow absorption refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, 20, p. 227-242.

BABADAĞLI, A. 2005. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin termoekonomik optimizasyonu. Yüksek lisans tezi, Isparta, 108s .

BEJAN, A., G. TSATSARONIS, M. MORAN. 1996. *Thermal Design and Optimization*. John Wiley and Sons, USA.

ÇENGEL, A.Y., A. M. Boles. 2000. *Thermodynamics: An Engineering Approach* . McGraw-Hill, New York. 987s.

FERREIRA, C. A. I. 1984. Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium and ammonia-sodium thiocyanate solutions. *Solar Energy*, 32, 2, p. 231-236.

GOMRI, R. ve R. HAKIMI. 2008. Second law analysis of double effect vapour absorption cooler system. *Energy Conversion and Management*, 49, p. 3343-3348.

HORUZ, İ. 1990. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinden amonyak-su çifti ile lityum bromür-su çiftinin mukayesesi. Yüksek Lisans Tezi, Bursa, 147s.

KAITA, Y. 2001. Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures. *International Journal Of Refrigeration*, 24, p. 374-390.

KARAMANGIL, M. I., S. COŞKUN, Ö. KAYNAKLI, N. YAMANKARADENİZ. 2010. A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, p. 1969-1978.

KAUSHIK, S. C. ve A. ARORA. 2009. Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water-lithium bromide absorption refrigeration systems. *International Journal Of Refrigeration*, 32, p. 1247-1258.

KAYNAKLI, Ö. ve R. YAMANKARADENİZ. 2003. H<sub>2</sub>O/LiBr ve NH<sub>3</sub>/ H<sub>2</sub>O eriyiği kullanan tek kademeli soğurmalı soğutma sistemlerinin karşılaştırılması. *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen Ve Mühendislik Dergisi*, 5, 2, s. 73- 87.

KAYNAKLI, Ö. ve R. YAMANKARADENİZ. 2003. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan eşanjörlerin sistemin performansına etkisi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 8, 1, s. 111- 120.

KILIÇ, M., ve Ö. KAYNAKLI. 2007. Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system. *Energy*, 32, p. 1505-1512.

MISRA, R. D., P. K. SAHOO., S. SAHOO, A. GUPTA. 2003. Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system. *International Journal Refrigeration*, 26, p. 158–69.

RAVIKUMAR, T. S. ve L. SUGANTHI, A. S. ANAND. 1998. Exergy analysis of solar assisted double effect absorption refrigeration system. *Renewable Energy*, 14, 1-4, p. 55-59.

SARAVANAN, R., ve M. P. MAIYA. 1998. Thermodynamic comparison of waterbased working fluid combinations for a vapor absorption refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 18(7), p. 553–568.

SARGENT, S. L., ve W. A. BECKMAN. 1968. Theoretical performance of an ammonia-sodium thiocyanate intermittent absorption refrigeration cycle. *Solar Energy*, 12, p. 137- 146,

SÖZEN, A. 2001. Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems. *Energy Conversion And Management*, 42, p. 1699-1716.

SUN, D.W. 1998. Comparison of the performance of NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>- LiNO<sub>3</sub> and NH<sub>3</sub>-NaSCN absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, 39 (5/6), p.357–368.

ŞENCAN, A., K. A. YAKUT, S. A. KALOGIROU. Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems. *Renewable Energy*, 30, p. 645-657.

TALBI, M. M. ve B. AGNEW. 2000. Exergy analysis an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids. Applied Thermal Engineering, 20, p. 619-630.

TOZER, R. ve A. SYED, G. MAIDMENT. 2005. Extended temperature-entropy (T-s) diagrams for aqueous lithium bromide absorption refrigeration cycles. International Journal Of Refrigeration, 28, p. 689-697.

YAMANKARADENİZ, R., İ. HORUZ, S. COŞKUN. 2002. Soğutma Tekniği ve Uygulamaları. Vipaş A.Ş., Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı, Bursa, 607s.

YİĞİT, A. 1990. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin similasyonu. Doktora tezi, İstanbul, 104 s.

ZHAO, Z., F. ZHOU., X. ZHANG., S. Li. 2003. The thermodynamic performance of a new solution cycle in double absorption heat transformer using water/lithium bromide as the working fluids. International Journal Of Refrigeration, 26, p. 315-320.

ZHU, L., ve J. GU. 2010. Second law-based thermodynamic analysis of ammonia/sodium thiocyanate absorption system. Renewable Energy, p. 1-7.

## ÖZGEÇMİŞ:

1982 Yılında Bursa'nın YeniŐehir ilçesinde doğdu. İlk ve orta öğrenimini İnegöl'de tamamladı. 2005 Yılında Gaziantep Üniversitesi makine mühendisliği bölümünden mezun oldu. Őu an Uludağ Üniversitesi İbrahim Orhan Meslek Yüksek Okulu'nda öğretim görevlisi olarak görev yapmaktadır.