

**ISI MERKEZLERİNDE AÇIĞA ÇIKAN ATIK ISI
ENERJİSİNİN ABSORBSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMİ
İLE GERİ KAZANIMI**

Emre KARABAKAL



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ISI MERKEZLERİNDE AÇIĞA ÇIKAN ATIK ISI ENERJİSİNİN
ABSORBSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMİ İLE GERİ KAZANIMI**

Emre KARABAKAL
0000-0003-4761-9786

Prof. Dr. Nurettin YAMANKARADENİZ
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2023
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Emre KARABAKAL tarafından hazırlanan “ISI MERKEZLERİNDE AÇIĞA ÇIKAN ATIK ISI ENERJİSİNİN ABSORBSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMİ İLE GERİ KAZANIMI.” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Nurettin YAMANKARADENİZ

- Başkan** : Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI
0000-0002-9763-6464
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı İmza
- Üye** : Prof. Dr. Nurettin YAMANKARADENİZ
0000-0003-1657-2604
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı İmza
- Üye** : Doç. Dr. Nurullah ARSLANOĞLU
0000-0003-4970-4490
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı İmza
- Üye** : Dr. Öğr. Üyesi Celalettin YÜCE
0000-0003-1387-907X
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı İmza
- Üye** : Dr. Öğr. Üyesi Ali Hüsnü BADEMLİOĞLU
0000-0001-6944-4900
Bursa Teknik Üniversitesi,
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü
.././....

Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

.../.../.....

Emre KARABAKAL

TEZ YAYINLANMA FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI BEYANI

Enstitü tarafından onaylanan lisansüstü tezin/raporun tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı (kâğıt) ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda verilen koşullarla kullanıma açma izni Bursa Uludağ Üniversitesi'ne aittir. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet hakları ile tezin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanım hakları tarafımıza ait olacaktır. Tezde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alınarak kullandığını ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederiz.

Yükseköğretim Kurulu tarafından yayınlanan “**Lisansüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge**” kapsamında, yönerge tarafından belirtilen kısıtlamalar olmadığı takdirde tezin YÖK Ulusal Tez Merkezi / B.U.Ü. Kütüphanesi Açık Erişim Sistemi ve üye olunan diğer veri tabanlarının (Proquest veri tabanı gibi) erişimine açılması uygundur.

Nurettin YAMANKARADENİZ
Tarih

Emre KARABAKAL
Tarih

İmza

Bu bölüme kişinin kendi el yazısı ile okudum
anladım yazmalı ve imzalanmalıdır.

İmza

Bu bölüme kişinin kendi el yazısı ile okudum
anladım yazmalı ve imzalanmalıdır.

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ISI MERKEZLERİNDE AÇIĞA ÇIKAN ATIK ISI ENERJİSİNİN ABSORBSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMİ İLE GERİ KAZANIMI. **Emre KARABAKAL**

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Nurettin YAMANKARADENİZ

Bu tez çalışmasında Balıkesir ilinde bölgesel ısıtma sistemi ile ısıtma ihtiyacı karşılanan bir tesis ele alınmıştır. Tesisin ısı merkezinde bulunan buhar kazanlarında yanma işlemi sonucu açığa çıkan egzoz gazının ısı enerjisinden faydalanılmaktadır. Isı enerjisi kullanılarak LiBr-H₂O ve H₂O- NN₃ eriyik çiftlerinin kullanıldığı, tek ve iki kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemiyle soğutma yükü oluşturulacağı değerlendirilmektedir. LiBr-H₂O ve H₂O- NN₃ çiftleri kullanılan absorbsiyonlu soğutma sistemleri için kütle ve enerji denklemleri incelenmektedir. Elde edilen denklemlerin EES (Engineering Equation Solver) programı yardımıyla termodinamik hesaplamaları yapılmaktadır. Tesisin baca gazı ısısındaki değişimlerin absorbsiyonlu soğutma sistemi üzerinde STK (Soğutma Tesir Katsayısı) etkisini görebilmek için farklı kaynatıcı sıcaklıkları alınarak STK hesaplamaları yapılmaktadır. Yoğuşturucu sıcaklıklarının STK üzerine etkisini incelemek amacıyla farklı yoğuşturucu sıcaklıkları alınarak STK değişimlerine bakılmaktadır. İhtiyaç duyulan sıcaklık değerlerinin STK üzerine etkisini incelemek üzere farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarının STK üzerine etkisi incelenmektedir. Farklı absorber sıcaklıklarının STK üzerine etkisine bakılmaktadır. Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan eşanjör etkinliğinin, STK üzerinde ki etkisinin görülmesi amacıyla farklı eşanjör etkinliklerinin sonucunda oluşan STK değerleri incelenmektedir.

Farklı kaynatıcı sıcaklıkları sonucunda STK değerleri incelendiğinde, 60 °C ile 180 °C arasında kaynatıcı sıcaklıklarına karşılık gelen STK değerlerine bakılmıştır. Düşük sıcaklık değerlerinde tek kademeli, yüksek sıcaklık değerlerinde iki kademeli sistemlerin kullanılmasının STK değerini artıracak gözlemlenmiştir. Yoğuşturucu sıcaklıklarına bakıldığında, tek kademeli sistemlerde düşük yoğuşturucu sıcaklıklarındaki düşüşler ile STK değerinin arttığı görülmüştür. Artan buharlaştırıcı sıcaklıkları ile STK değerinin arttığı sonucuna varılmıştır. Absorber sıcaklıklarına bakıldığında, tek kademeli sistemlerde artan absorber sıcaklığı ile STK değerinin düştüğü, iki kademeli sistemlerde birincil absorberde ki sıcaklık değişiminin STK değerini değiştirmediği sonucuna varılmıştır. Ayrıca eşanjör etkinliği incelendiğinde ise, eşanjör etkinlik değerinin artması sonucunda STK değerlerinin hızla yükseldiği görülmektedir.

Anahtar Kelimeler: Atık ısı, Absorbsiyonlu soğutma sistemleri, Bölgesel ısıtma sistemleri, Baca gazı ısısı

2023, xvi + 154 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

RECOVERY OF WASTE HEAT ENERGY RELEASED IN HEAT CENTERS WITH
ABSORPTION COOLING CYCLE.

Emre KARABAKAL

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Nurettin YAMANKARADENİZ

In this thesis, a facility in Balıkesir province, whose heating needs are met with a district heating system, is discussed. The heat energy of the exhaust gas released as a result of the combustion process in the steam boilers located in the heating center of the facility is utilized. It is evaluated that a cooling load will be created with a single and two-stage absorption cooling system in which LiBr-H₂O and H₂O- NN₃ melt couples are used by using heat energy. Mass and energy equations are examined for absorption cooling systems using LiBr-H₂O and H₂O-NN₃ pairs. Thermodynamic calculations of the obtained equations are made with the help of EES (Engineering Equation Solver) program. In order to see the effect of COP (Cooling Effect Performance) on the absorption cooling system of changes in the flue gas temperature of the facility, COP calculations are made by taking different boiler temperatures. In order to examine the effect of condenser temperatures on COP, changes in COP are examined by taking different condenser temperatures. In order to examine the effect of the required temperature values on COP, the effect of different evaporator temperatures on COP is examined. The effect of different absorber temperatures on COP is examined. In order to see the effect of the heat exchanger efficiency used in the absorption cooling system on COP, the COP values formed as a result of the different heat exchanger activities are examined.

When the COP values are examined as a result of different boiling temperatures, the COP values corresponding to the boiler temperatures between 60 °C and 180 °C are examined. It has been observed that the use of single-stage systems at low temperature values and two-stage systems at high temperature values will increase the COP value. Considering the condenser temperatures, it is seen that the COP value increases with the decrease in low condenser temperatures in single-stage systems. It was concluded that the COP value increased with increasing evaporator temperatures. Considering the absorber temperatures, it was concluded that the COP value decreased with increasing absorber temperature in single-stage systems, and the temperature change in the primary absorber did not change the COP value in two-stage requests. In addition, when the efficiency of the heat exchanger is examined, it is seen that the COP values increase rapidly as a result of the increase in the efficiency of the heat exchanger.

Key words: Waste heat, Absorption cooling systems, District heating systems, flue gas temperature

2023, xvi + 154 sayfa.

ÖNSÖZ VE/VEYA TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez çalışmam esnasında her türlü bilgi, birikim ve tecrübesiyle bana yol gösteren çok değerli danışman hocam Prof. Dr. Nurettin YAMANKARADENİZ hocama teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisan dönemimin tamamında her zaman bana yol gösteren ve yanımda bulunan, tez çalışmam esnasında çok kıymetli bilgilerini benimle paylaşan ve çalışmamı bitirmemde beni motive eden çalışma arkadaşlarım Mustafa UÇURUM, Kübra YAŞAR, Mehmet PARLAK ve Mustafa CEYLAN' a teşekkürlerimi sunarım.

Benimle birlikte bir çok zorluğa katlanan, kıymetli zamanını bana ayıran ve desteğini benden esirgemeyen çok kıymetli arkadaşım Havva Nur KILIÇ' a sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.

Tüm hayatım boyunca her zaman yanımda olan ve beni destekleyen sevgili annem Hamiyet, babam Ertuğrul ve kardeşim Ece' ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Emre KARABAKAL
.../.../.....

İÇİNDEKİLER

| | Sayfa |
|---|--------------|
| ÖZET..... | vi |
| ABSTRACT..... | vii |
| ÖNSÖZ VE/VEYA TEŞEKKÜR..... | viii |
| SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ..... | x |
| ŞEKİLLER DİZİNİ..... | xii |
| ÇİZELGELER DİZİNİ..... | xiv |
| 1. GİRİŞ..... | 1 |
| 2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI..... | 8 |
| 2.1. Bölgesel Isıtma Sistemleri..... | 8 |
| 2.2. Atık Isı ve Baca Gazı Isısı..... | 9 |
| 2.2.1. Atık Isı Kavramı..... | 9 |
| 2.2.2. Atık Isı Geri Kazanım Sistemleri..... | 10 |
| 2.2.2.1 Gaz-Gaz Isı Geri Kazanım Sistemleri..... | 11 |
| 2.2.2.2 Gaz-Sıvı ve Sıvı-Sıvı Isı Geri Kazanım Sistemleri..... | 14 |
| 2.2.2.3 Plakalı Isı Geri Kazanım Sistemleri..... | 17 |
| 2.2.3 Baca Gazı Isısı..... | 18 |
| 2.3. Isı Değiştiriciler (Eşanjörler)..... | 19 |
| 2.4. Soğutma Sistemleri..... | 24 |
| 2.4.1. Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Sistemi..... | 25 |
| 2.4.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi..... | 26 |
| 2.4.2.1. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi ile Literatür Taraması..... | 32 |
| 2.5. Soğutucu Akışkanlar..... | 36 |
| 2.5.1. Soğutucu Akışkan Özellikleri..... | 37 |
| 2.5.2. Soğutucu Akışkan ve Absorbentlerin Özellikleri..... | 37 |
| 2.5.3. Absorbentlerin Özellikleri..... | 38 |
| 3. MATERYAL ve YÖNTEM..... | 39 |
| 3.1. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi..... | 39 |
| 3.2. EES (Engineering Equation Solver) ile Çözümlemeler..... | 70 |
| 3.3. Bölgesel Isıtma Yapılan Isı Merkezinden Verilerin Elde Edilmesi..... | 75 |
| 4. BULGULAR ve TARTIŞMA..... | 80 |
| 4.1. Kaynatıcı Sıcaklıklarının Etkisi..... | 81 |
| 4.2. Yoğuşturucu Sıcaklıklarının Etkisi..... | 93 |
| 4.4. Buharlaştırıcı Sıcaklıklarının Etkisi..... | 106 |
| 4.5. Absorber Sıcaklığının Etkisi..... | 118 |
| 4.6. Eşanjör Etkenliği Etkisi..... | 130 |
| 4.6. Ekonomik İnceleme..... | 141 |
| 5. SONUÇ..... | 146 |
| KAYNAKLAR..... | 149 |
| EKLER..... | 153 |
| ÖZGEÇMİŞ..... | 154 |

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

| Simgeler | Açıklama |
|--------------------------------|--|
| NH ₃ | Amonyak |
| H ₂ O | Su |
| LiBr | Lityum Bramür |
| SO ₂ | Kükürtdioksit |
| O ₂ | Oksijen |
| H ₂ | Hidrojen |
| H ₂ SO ₄ | Sülfirik Asit |
| CO ₂ | Karbondioksit |
| He | Helyum |
| P | Basınç |
| T | Sıcaklık |
| T _a | Absorber sıcaklığı |
| T _{1,2,3,.....,10} | Numarası gösterilen bölgenin sıcaklığı |
| Q | Isı miktarı |
| Q _{giren} | Giren ısı miktarı |
| Q _{çıkan} | Çıkan ısı miktarı |
| Q _{kaynaticı} | Kaynaticıya giren ısı miktarı |
| Q _{yoğuşturucu} | Yoğuşturucudan çıkan ısı miktarı |
| Q _{buharlaştırıcı} | Buharlaştırıcıya giren ısı miktarı |
| Q _{absorber} | Absorbere giren ısı miktarı |
| Q _{eşanjör} | Eşanjörde gerçekleşen ısı tranferi miktarı |
| W | İş miktarı |
| W _g | Giren iş miktarı |
| W _ç | Çıkan iş miktarı |
| \dot{m} | Kütlesel debi |
| \dot{m}_f | Fakir eriyik kütlesel debi |
| \dot{m}_g | Zengin eriyik kütlesel debi |
| $\dot{m}_{1,2,3,.....,10}$ | Numarası gösterilen bölgenin kütlesel debisi |
| ϵ | Eşanjör etkenliği |
| H | Entalpi |
| H _ç | Çıkan Entalpi |
| H _g | Giren Entalpi |
| h | Özgül entalpi |
| h _{1,2,3,.....,10} | Numarası gösterilen bölgenin özgül entalpi |
| f | Dolaşım oranı |
| x | Eriyik konsantrasyonu |
| x _f | Fakir eriyik konsantrasyonu |
| x _z | Zengin eriyik konsantrasyonu |
| x _{5,6,7,.....,10} | Numarası gösterilen bölgenin eriyik konsantrasyonu |
| °C | Derece santigrat |

| Kısaltmalar | Açıklama |
|--------------------|--|
| STK | Soğutma Tesir Katsayısı |
| ITK | Isıtma Tesir Katsayısı |
| SASA | Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem |
| EES | Engineering Equation Solver (Denklem Çözücü) |
| atm | Atmosfer basıncı |
| kg | Kilogram |
| s | Saniye |
| h | Saat |
| kW | Kilowatt |
| kg/h | Kilogram/saat |
| kPa | Kilo Pascal |
| kJ/kg | Kilojoule/kilogram |
| SI | Uluslararası Birimler Sistemi |

ŞEKİLLER DİZİNİ

| | Sayfa |
|---|-------|
| Şekil 1.1 Dünya Enerji Tüketimi (Şengöz, 2021)..... | 1 |
| Şekil 2. 1 Bölgesel Isıtma Sistemi (Güngör, 2018)..... | 9 |
| Şekil 2. 2 Işınım Reküperatörü (Kuvel, 2005). | 12 |
| Şekil 2. 3 Taşınım Reküperatör (Kuvel, 2005). | 13 |
| Şekil 2. 4 Seramik Reküperatör (Kuvel, 2005). | 14 |
| Şekil 2. 5 Dikey Çift Borulu Reküperatörler (Kuvel, 2005). | 14 |
| Şekil 2. 6 Kanatçıklı Borulu Gaz-Sıvı Rejenatörü (Ekonomayzer) (Kuvel, 2005) | 15 |
| Şekil 2. 7 Atık Isı Kazanları (Kuvel, 2005). | 16 |
| Şekil 2. 8 Plakalı Isı Geri Kazanım Sistemi (Kuvel, 2005). | 17 |
| Şekil 2. 9 Isı değiştiricilerinin sınıflandırılması (Altınışik, 2004). | 21 |
| Şekil 2. 10 Tipik bir ekonomizer (Uysal, 2019). | 23 |
| Şekil 2. 11 Plakalar arası sıcak ve soğuk hava akım yönleri (Kocabaş, 2014). | 24 |
| Şekil 2. 12 Buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma sistemi (Cingiz ve ark., 2020). ... | 26 |
| Şekil 2. 13 Absorbsiyonlu soğutma sistemi işleyiş şeması. | 27 |
| Şekil 2. 14 Absorbsiyonlu soğutma sistemi basınç-sıcaklık grafiği (Oğuz, 2019) | 29 |
| Şekil 2. 15 Çift kademeli seri akışlı absorbsiyonlu soğutma sistemi işleyiş şeması | 31 |
| Şekil 2. 16 Absorbsiyonlu soğutma sisteminin farklı kademelerdeki STK değerleri (K.Bataineh & Taamneh, 2016). | 32 |
| Şekil 3.1 Tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemi işleyiş şeması. | 41 |
| Şekil 3.2 Kaynaticı işleyiş şeması. | 42 |
| Şekil 3.3 Yoğuşturucu (Kondenser) işleyiş şeması. | 44 |
| Şekil 3.4 Buharlaştırıcı (Evaporatör) işleyiş şeması. | 45 |
| Şekil 3.5 Absorber işleyiş şeması. | 47 |
| Şekil 3.6 Kısılma vanaları işleyiş şeması. | 48 |
| Şekil 3.7 Eriyik pompası işleyiş şeması. | 49 |
| Şekil 3.8 Eriyik eşanjörü işleyiş şeması. | 50 |
| Şekil 3.9 EES (Engineering Equation Solver) çözümleme ekranı. | 71 |
| Şekil 3.10 EES (Engineering Equation Solver) birim tercih ekranı. | 72 |
| Şekil 3.11 EES (Engineering Equation Solver) çizim penceresi. | 73 |
| Şekil 3.12 EES (Engineering Equation Solver) sonuç penceresi. | 74 |
| Şekil 3.13 EES (Engineering Equation Solver) tablo penceresi. | 74 |
| Şekil 3.14 Viessmann Vitomax 200 HS kapasite bilgileri. | 76 |
| Şekil 3.15 Brülör kontrol paneli. | 77 |
| Şekil 3.16 Brülör arıza ikaz sistemi. | 77 |
| Şekil 3.17 Viessmann Vitomax 200 HS buhar kazanı. | 78 |
| Şekil 3.18 Baca gazı takip cihazı. | 79 |
| Şekil 3.19 Su yumuşatma cihazı. | 79 |
| Şekil 4.1 Tek kademeli LiBr-H ₂ O çifti için kaynaticı sıcaklığının STK üzerine etkisi. | 92 |
| Şekil 4.2 Tek kademeli NH ₃ -H ₂ O çifti için kaynaticı sıcaklığının STK üzerine etkisi. | 92 |
| Şekil 4.3 İki kademeli LiBr-H ₂ O çifti için kaynaticı sıcaklığının STK üzerine etkisi. | 93 |
| Şekil 4.4 İki kademeli NH ₃ -H ₂ O çifti için kaynaticı sıcaklığının STK üzerine etkisi. | 93 |
| Şekil 4.5 Tek kademeli LiBr-H ₂ O çifti için yoğuşturucu sıcaklığının STK | |

| | | |
|------------|---|-----|
| | üzerine etkisi | 104 |
| Şekil 4.6 | Tek kademeli NH ₃ -H ₂ O çifti için yoğuşturucu sıcaklığının STK üzerine etkisi | 105 |
| Şekil 4.7 | İki kademeli LiBr-H ₂ O çifti için yoğuşturucu sıcaklığının STK üzerine etkisi | 105 |
| Şekil 4.8 | İki kademeli NH ₃ -H ₂ O çifti için yoğuşturucu sıcaklığının STK üzerine etkisi | 106 |
| Şekil 4.9 | Tek kademeli LiBr-H ₂ O çifti için buharlaştırıcı sıcaklığının STK üzerine etkisi | 117 |
| Şekil 4.10 | Tek kademeli NH ₃ -H ₂ O çifti için buharlaştırıcı sıcaklığının STK üzerine etkisi | 117 |
| Şekil 4.11 | İki kademeli LiBr-H ₂ O çifti için buharlaştırıcı sıcaklığının STK üzerine etkisi | 118 |
| Şekil 4.12 | İki kademeli NH ₃ -H ₂ O çifti için buharlaştırıcı sıcaklığının STK üzerine etkisi | 118 |
| Şekil 4.13 | Tek kademeli LiBr-H ₂ O çifti için absorber sıcaklığının STK üzerine etkisi | 129 |
| Şekil 4.14 | Tek kademeli NH ₃ -H ₂ O çifti için absorber sıcaklığının STK üzerine etkisi | 129 |
| Şekil 4.15 | İki kademeli LiBr-H ₂ O çifti için absorber sıcaklığının STK üzerine etkisi | 130 |
| Şekil 4.16 | İki kademeli NH ₃ -H ₂ O çifti için absorber sıcaklığının STK üzerine etkisi | 130 |

ÇİZELGELER DİZİNİ

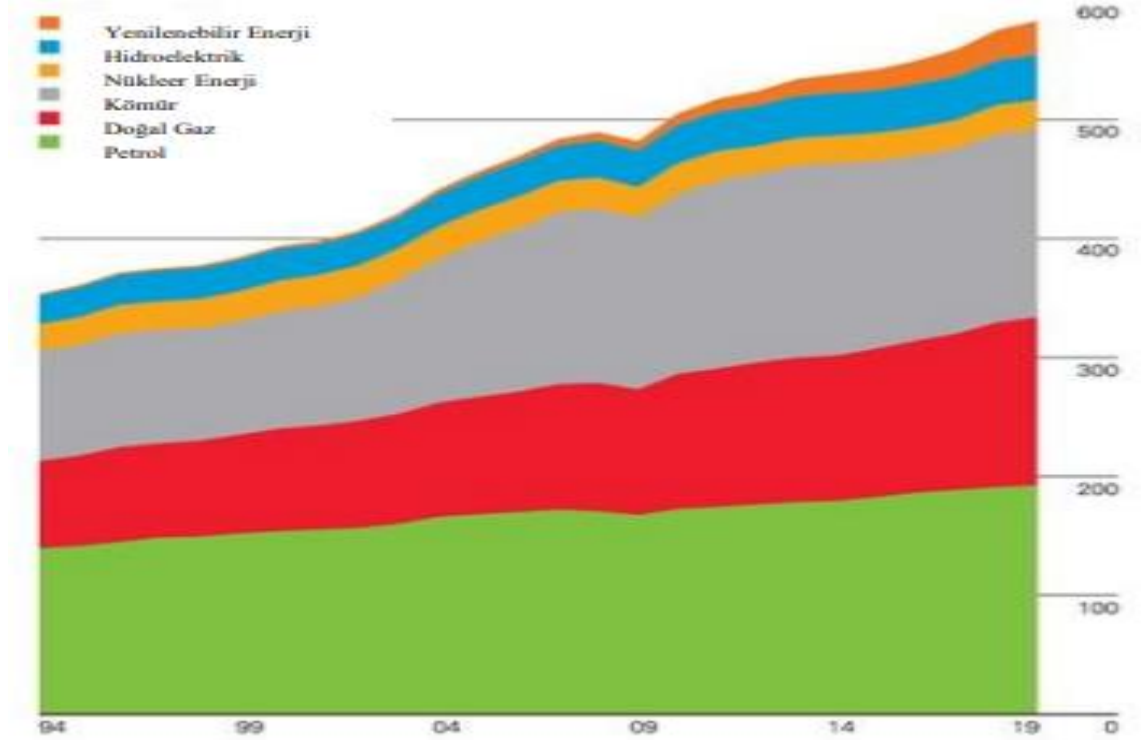
| | Sayfa |
|---------------|--|
| Çizelge 4. 1 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tkay=60 °C 81 |
| Çizelge 4. 2 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tkay=75 °C 82 |
| Çizelge 4. 3 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tkay=85 °C 82 |
| Çizelge 4. 4 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tkay=90 °C 83 |
| Çizelge 4. 5 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tkay=105 °C 83 |
| Çizelge 4. 6 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tkay=60 °C 84 |
| Çizelge 4. 7 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tkay=75 °C 84 |
| Çizelge 4. 8 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tkay=85 °C 85 |
| Çizelge 4. 9 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tkay=90 °C 85 |
| Çizelge 4. 10 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tkay=105 °C 86 |
| Çizelge 4. 11 | İki kademeli LiBr-H ₂ O için Tkay=140 °C 86 |
| Çizelge 4. 12 | İki kademeli LiBr-H ₂ O için Tkay=150 °C 87 |
| Çizelge 4. 13 | İki kademeli LiBr-H ₂ O için Tkay=160 °C 87 |
| Çizelge 4. 14 | İki kademeli LiBr-H ₂ O için Tkay=170 °C 88 |
| Çizelge 4. 15 | İki kademeli LiBr-H ₂ O için Tkay=180 °C 88 |
| Çizelge 4. 16 | İki kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tkay=140 °C 89 |
| Çizelge 4. 17 | İki kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tkay=150 °C 89 |
| Çizelge 4. 18 | İki kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tkay=160 °C 90 |
| Çizelge 4. 19 | İki kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tkay=170 °C 90 |
| Çizelge 4. 20 | İki kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tkay=180 °C 91 |
| Çizelge 4. 21 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tyoğ=15 °C 94 |
| Çizelge 4. 22 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tyoğ=20 °C 94 |
| Çizelge 4. 23 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tyoğ=25 °C 95 |
| Çizelge 4. 24 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tyoğ=30 °C 95 |
| Çizelge 4. 25 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tyoğ=30 °C 96 |
| Çizelge 4. 26 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tyoğ=15 °C 96 |
| Çizelge 4. 27 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tyoğ=20 °C 97 |
| Çizelge 4. 28 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tyoğ=25 °C 97 |
| Çizelge 4. 29 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tyoğ=30 °C 98 |
| Çizelge 4. 30 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tyoğ=35 °C 98 |
| Çizelge 4. 31 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için Tyoğ=80 °C 99 |
| Çizelge 4. 32 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için Tyoğ=85 °C 99 |
| Çizelge 4. 33 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için Tyoğ=90 °C 100 |
| Çizelge 4. 34 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için Tyoğ=95 °C 100 |
| Çizelge 4. 35 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için Tyoğ=100 °C 101 |
| Çizelge 4. 36 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tyoğ=30 °C 101 |
| Çizelge 4. 37 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tyoğ=35 °C 102 |
| Çizelge 4. 38 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tyoğ=40 °C 102 |
| Çizelge 4. 39 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tyoğ=45 °C 103 |
| Çizelge 4. 40 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tyoğ=50 °C 103 |
| Çizelge 4. 41 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tbuh=4 °C 107 |
| Çizelge 4. 42 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tbuh=6 °C 107 |
| Çizelge 4. 43 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tbuh=8 °C 108 |
| Çizelge 4. 44 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tbuh=10 °C 108 |
| Çizelge 4. 45 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tbuh=12 °C 109 |

| | | |
|---------------|---|-----|
| Çizelge 4. 46 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tbuh=4 °C..... | 109 |
| Çizelge 4. 47 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tbuh=6 °C..... | 110 |
| Çizelge 4. 48 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tbuh=8 °C..... | 110 |
| Çizelge 4. 49 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tbuh=10 °C..... | 111 |
| Çizelge 4. 50 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tbuh=12 °C..... | 111 |
| Çizelge 4. 51 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için Tbuh=4 °C..... | 112 |
| Çizelge 4. 52 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için Tbuh=6 °C..... | 112 |
| Çizelge 4. 53 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için Tbuh=8 °C..... | 113 |
| Çizelge 4. 54 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için Tbuh=10 °C..... | 113 |
| Çizelge 4. 55 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için Tbuh=12 °C..... | 114 |
| Çizelge 4. 56 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tbuh=4 °C..... | 114 |
| Çizelge 4. 57 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tbuh=6 °C..... | 115 |
| Çizelge 4. 58 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tbuh=8 °C..... | 115 |
| Çizelge 4. 59 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tbuh=10 °C..... | 116 |
| Çizelge 4. 60 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tbuh=12 °C..... | 116 |
| Çizelge 4. 61 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tabs=15 °C..... | 119 |
| Çizelge 4. 62 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tabs=20 °C..... | 119 |
| Çizelge 4. 63 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tabs=25 °C..... | 120 |
| Çizelge 4. 64 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tabs=30 °C..... | 120 |
| Çizelge 4. 65 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için Tabs=35 °C..... | 121 |
| Çizelge 4. 66 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tabs=15 °C..... | 121 |
| Çizelge 4. 67 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tabs=20 °C..... | 122 |
| Çizelge 4. 68 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tabs=25 °C..... | 122 |
| Çizelge 4. 69 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tabs=30 °C..... | 123 |
| Çizelge 4. 70 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tabs=35 °C..... | 123 |
| Çizelge 4. 71 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için Tabs=15 °C..... | 124 |
| Çizelge 4. 72 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için Tabs=20 °C..... | 124 |
| Çizelge 4. 73 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için Tabs=25 °C..... | 125 |
| Çizelge 4. 74 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için Tabs=30 °C..... | 125 |
| Çizelge 4. 75 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için Tabs=35 °C..... | 126 |
| Çizelge 4. 76 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tabs=10 °C..... | 126 |
| Çizelge 4. 77 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tabs=15 °C..... | 127 |
| Çizelge 4. 78 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tabs=20 °C..... | 127 |
| Çizelge 4. 79 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için Tabs=25 °C..... | 128 |
| Çizelge 4. 80 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için ε=0..... | 131 |
| Çizelge 4. 81 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için ε=0,40..... | 131 |
| Çizelge 4. 82 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için ε=0,60..... | 132 |
| Çizelge 4. 83 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için ε=0,80..... | 132 |
| Çizelge 4. 84 | Tek Kademeli LiBr-H ₂ O için ε=1..... | 133 |
| Çizelge 4. 85 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için ε=0..... | 133 |
| Çizelge 4. 86 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için ε=0,40..... | 134 |
| Çizelge 4. 87 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için ε=0,60..... | 134 |
| Çizelge 4. 88 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için ε=0,80..... | 135 |
| Çizelge 4. 89 | Tek Kademeli NH ₃ -H ₂ O için ε=1..... | 135 |
| Çizelge 4. 90 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için ε=0..... | 136 |
| Çizelge 4. 91 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için ε=0,40..... | 136 |
| Çizelge 4. 92 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için ε=0,60..... | 137 |
| Çizelge 4. 93 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için ε=0,80..... | 137 |

| | | |
|---------------|---|-----|
| Çizelge 4. 94 | İki Kademeli LiBr-H ₂ O için $\epsilon=1$ | 138 |
| Çizelge 4. 95 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için $\epsilon=0$ | 138 |
| Çizelge 4. 96 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için $\epsilon=0,40$ | 139 |
| Çizelge 4. 97 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için $\epsilon=0,60$ | 139 |
| Çizelge 4. 98 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için $\epsilon=0,80$ | 140 |
| Çizelge 4. 99 | İki Kademeli NH ₃ -H ₂ O için $\epsilon=1$ | 140 |
| Çizelge 4.100 | İlk yatırım maliyeti ve işletme giderleri. | 143 |

1. GİRİŞ

Dünya nüfusunun hızla artışı ile birlikte tüketilen enerji miktarı dolayısıyla enerjiye olan talep de aynı hızda artmıştır. Günümüzde enerji elde edebilmek için kullanılan kaynakların dağılımı Şekil 1.1' de gösterilmiştir. Buradan da anlaşılacağı üzere enerji elde edebilmek için kullandığımız kaynakların büyük bir çoğunluğunu fosil yakıtlar oluşturmaktadır. Fosil yakıtların sınırlı oluşu, enerji elde edilmesi esnasında kullanılan proses sonucu ortaya çıkan çevreye zararlı maddeler ve bu kaynakların fiyatlarındaki zaman içerisinde gerçekleşen dalgalanmalar bizi alternatif enerji kaynaklarını bulmaya ve var olan enerji kaynaklarından en fazla verimi almaya itmiştir (Şengöz, 2021).



Şekil 1. 1 Dünya Enerji Tüketimi (Şengöz, 2021)

Fosil yakıtların yanında nükleer enerji kaynakları, hidroelektrik enerji kaynakları, güneş enerjisi ve rüzgâr enerjisi gibi yenilenebilir enerji kaynakları da çeşitli alternatif enerji kaynakları olarak dikkat çekmektedir. Bu kaynakların çeşitlenmesi ve kullanım miktarları

zaman içerisinde artmaktadır. Bu kaynakların kullanıma yönelik ülkelerin çeşitli teşvik ve destek politikaları da mevcut olup bu kaynakların kullanımı hızla artmaktadır (Ennis & Botros, 2010; Kazemiani-Najafabadi, Rad, & Simonson, 2022).

Enerji tüketimi sürekli artmakla birlikte oluşan bu enerji arzını karşılayabilecek yeni enerji kaynaklarının artırılması gerekmektedir. Bu durumun neticesinde her ne kadar enerjinin bir kısmı yenilenebilir enerji kaynaklarından temin edilse de büyük bir çoğunluğu fosil yakıtlı enerji kaynaklarından karşılanmaktadır. Bununla birlikte çeşitli çevre ve iklim bozuklukları oluşmaktadır. Ayrıca kullanılan fosil yakıt kaynaklarının zaman içerisinde tükenmesi de başka bir problemi oluşturmaktadır. Enerji tüketen sistemlerin daha verimli hale getirilmeleriyle harcanılan enerji miktarlarında ciddi düşüşler elde edilebilmektedir.

Alternatif enerji kaynaklarının potansiyellerinin yüksek olması, sürekliliğinin sağlanabilmesi, çevreye zararlarının fosil yakıtlara oranla daha az olması veya çevreye bir zararlarının olmaması gibi faydalarının olmasının yanında ilk yatırım maliyetlerinin yüksek olması bu enerji kaynaklarının yaygınlaşmasında en önemli engellerden birini teşkil etmektedir. Bu da bizi mevcut enerji kaynaklarını en faydalı şekilde kullanmamıza yöneltmiştir.

Belirli bir okulun, tesisin, işletmenin veya bölgenin ısıtılmasında kullanılan yöntemlerden biri de bölgesel ısıtma sistemleridir. Bir bölgede bulunan bina ve tesislerin her birinin ayrı ayrı merkezlerden ısıtılması ilk yatırım maliyetlerini artırdığı hem de işletme maliyetlerini yükseltmesinin yanında sistem verimleri de bölgesel ısıtma yapılan sistemlere göre daha düşük seviyelerdedir. Bu sebepten ötürü üniversite yerleşkeleri, askeri kışlalar, farklı birimleri olan tesisler vb. gibi yerlerde bölgesel ısıtma sistemleri tercih edilmektedir.

Bölgesel ısıtma sistemlerinde jeotermal enerji kaynakları kullanıldığı gibi istenilen kapasite olmak koşuluyla fosil yakıtlı buhar kazanları veya kızgın su kazanları da kullanılmaktadır. Fosil yakıtlı kazanlarda yanma işleminin sonucunda ısı oluşmaktadır. Oluşan ısının belirli bir miktarı ısıtma sistemine aktararak ısı konfor istenilen hacme

yönlendirilirken bir kısmı da egzoz gazları ile birlikte atmosfere salınmaktadır. Atmosfere salınan bu ısı azımsanmayacak derecede fazladır. Buhar kazanlarında elde edilen enerjinin % 16-20'lik bir kısmı egzoz gazı olarak sistemden uzaklaşmaktadır. Egzoz gazı içerisinde bulunan bu enerji atık ısı olarak isimlendirilmektedir (Willems, 2006).

Egzoz gazının bünyesinde bulunan atık ısıdan çeşitli yöntemlerle yararlanmak mümkündür. Bu sayede ekonomik kazanç ile birlikte çevreye verilen zarar da azaltılmış olacaktır. Mühendislik açısından bakıldığında sisteme giren enerjiden daha fazla yararlanılacağı için sistem verimlerinde de artışlar oluşacaktır. Atık ısıdan yararlanma yöntemleri incelendiğinde burada ki atık ısıdan doğrudan veya dolaylı bir şekilde faydalanmak mümkün olmaktadır. İlk yöntem incelendiğinde, herhangi bir ısı değiştirici olmadan buradaki enerjiden direkt olarak faydalanılır. Bu yöntemde çok fazla ekipman gerektirmediğinden yatırım maliyetleri düşüktür bunun yanında baca gazı direkt kullanıldığı için bünyesinde bulunan aşındırıcı gazlar ve nem sebebiyle kullanım yerleri kısıtlanmaktadır. İkinci yöntemde bakıldığında ise egzoz gazı doğrudan sisteme verilmeyerek arada bir ısı değiştirici sayesinde egzoz gazının ısı enerjisi sisteme alınmaktadır. Buradan alınan enerji çeşitli amaçlar için kullanılabilir (Kocabaş, 2014).

Bölgesel ısıtma ile ısıtma ihtiyacı karşılanan tesislerde ısı ihtiyacını karşılayabilmek için yüksek miktarda fosil yakıtlar kullanılmakta olup bu yakıtların yanması sonucu oluşan egzoz gazının bacalardan atılması esnasında, bünyesinde yüksek miktarda ısı bulundurmaktadır.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, kullanılmayan, atıl durumda olan veya eldesi ekonomik olan enerji kaynakları belirli prosesler ile dönüştürülerek soğutma sisteminde kullanılmaktadır. Bu enerji kaynakları jeotermal enerji kaynakları, güneş enerjisi destekli sistemler, endüstriyel tesislerde prosesler sonucu oluşan veya ısınma amacıyla fosil yakıtların yakılması sonucunda kazanlarda oluşan atık ısılarından oluşmaktadır.

Yaygın olarak kullanılan farklı soğutma sistemleri mevcuttur. En yaygın kullanılanlarından biri buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemi ve absorbsiyonlu

soğutma sistemleridir. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sisteminde bir kompresör yardımıyla dışarıdan elektrik enerjisiyle rotorlara tahrik gücü verilmekte ve soğutucu akışkanın sıkıştırma işlemi gerçekleştirilmektedir. Çeşitli prosesler sonucunda soğutma yapılan hacmin sıcaklık değerleri düşürülmektedir.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sisteminden farkı bu sistemlerde termik bir kompresör kullanılmasıdır. Bu sistemler enerji dışarıdan atıl bulunan yada fiyatı düşük ve kolay elde edilen bir yerden alınmaktadır.

Günümüzde enerji fiyatlarında ki artışlardan dolayı absorbsiyonlu soğutma sistemlerine yönelim de artmaktadır. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde hareketli parçaların fazla olmaması yine bu sistemleri avantajlı kılan ayrıcalıklardan biridir. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemlerinden farkı, buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemlerinde mekanik kompresör kullanılırken absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde termik kompresörün kullanılmasıdır. Termik kompresör içerisinde sisteme ismini de veren, bünyesinde gerçekleşen absorbe olayı olmaktadır. Bu olay absorber adı verilen sistem elamanı içerisinde absorbent akışkan içerisinde soğutucu akışkanın absorbe edilmesi işlemidir. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde genellikle $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ veya $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ absorber absorbent çiftleri kullanılmaktadır (Saka ve diğ., 2015).

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde aynı çalışma koşulları farklı absorber absorbent çiftlerinin kullanılması sonucu STK değerlerinde farklılıklar oluşmaktadır. Farklı absorber absorbent çiftleri üzerine STK değerini artırmaya yönelik çalışmalar yapılmaktadır. Bu eriyik çiftlerini kullanarak bir verim artışı sağlanmaktadır (Gündüz ve Cimşit, 2022; Kim ve diğ., 2022).

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerine dışarıdan enerji girişinin gerçekleştiği sistem elemanı kaynatıcılardır. Kaynatıcıların çalışma sıcaklıklarına göre STK değerleri değişmektedir. Kaynatıcı sıcaklık değerlerinde ki artışlar, buharlaştırıcı sıcaklık değerlerine bağlı olmak ile birlikte STK değerinin belirli bir seviye kadar artırmakta en

yüksek değere ulaştıktan sonra STK değerlerinde parabolik bir eğri oluşturarak azalmaya başlamaktadır (Ahmad ve diğ., 2022).

Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan kaynatıcı sıcaklıklarının artırılması sonucunda STK değerleri belirli bir seviyeye kadar yükselmekte ve daha sonrasında sıcaklık değerlerinin artması birlikte STK hızla düşmeye başlamaktadır (Özen ve Yağcıoğlu, 2019).

Aynı buharlaştırıcı sıcaklıklarında kaynatıcı sıcaklıkları artırıldığında yoğuşturucu tarafından dışarıya atılan ısı miktarı lineer bir şekilde artmaktadır (Ahmad ve diğ., 2022).

Üç kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinden, tek ve iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerine göre daha fazla verim elde edilebilmektedir. Üç kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, kaynatıcılarda kullanılan atık ısıdan daha fazla faydalanılabilmekte buda sistemin STK değerlerini artırmaktadır. Üç kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri, tek ve iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerine göre incelenmesi daha karmaşık olmaktadır. Ayrıca bünyesinde daha fazla ekipman bulundurmasından ötürü hesaplamaları zorlaştırmaktadır. (Saka, 2019)

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan yoğuşturucu sıcaklıklarındaki değişimler neticesinde STK değerleri değişkenlik göstermektedirler. Yoğuşturucu sıcaklıklarında ki azalmalar STK üzerine olumlu etkiler yapmaktadır. Yoğuşturucu soğutmasında hava veya su soğutmalı sistemler kullanılabilmektedir. Tercih edilecek olan soğutma sistemine göre yoğuşturucu sıcaklıkları değiştirilebilmekte ve bunun sonucu olarak STK değerleri etkilenmektedir (Yavuz ve diğ., 2022; Gao ve diğ., 2021; Erdinç ve diğ., 2020; Shiue ve diğ., 2018; Kaewpradub ve diğ., 2018).

Zaidan ve diğ. yaptığı çalışmada absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan ve soğurucu akışkan ile soğutucu akışkan çözeltisinin karışımının gerçekleştiği sistem elemanı olan absorber ile araştırmalar yapılmış olup yapılan araştırmalar neticesinde

absorber sıcaklıklarında gerçekleşen artışlar ile birlikte STK değerlerinin yükseldiği sonucuna varılmıştır (Zaidan ve diğ., 2021).

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde absorberde kullanılan akışkan basınçlarının basınç değerlerinin azalması ile birlikte sistemin genel STK değerinin düştüğü görülmektedir (Zhai ve diğ., 2021).

Çift absorber kullanılan absorbsiyonlu soğutma sistemleri incelendiğinde, kullanılan iki absorber arasında ki basınç farkı arttığında STK değerinin arttığı gözlemlenmiştir (He ve Chen, 2019).

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılmakta olan buharlaştırıcı sıcaklıklarında ki değişim STK değerini etkilediği görülmektedir. Yapılan çalışmalar sonucunda buharlaştırıcı sıcaklıklarında gerçekleşen artışlar sonucunda STK değerlerinin yükseldiği sonucuna ulaşılmıştır (Wu, 2020; Al-Madhagi ve diğ., 2020).

Bu tez çalışmasında buhar kazanları ile bölgesel ısıtma yapılan bir sistemde ki baca gazında bulunan atık ısıdan faydalanılarak oluşturulacak bir absorbsiyonlu soğutma sisteminin STK değerlerine bakılacaktır.

Tek ve iki kademeli absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizleri yapılacak, tek ve iki kademeli LiBr - H₂O ve NH₃- H₂O eriyiği ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sisteminin Engineering Equation Solver (EES) programı vasıtasıyla baca gazından elde edilen atık ısının absorbsiyonlu soğutma sistemindeki farklı kaynatici, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve absorber sıcaklıklarının ayrıca eşanjörü etkenliğindeki değişimlerin soğutma tesir katsayısı (STK) üzerine etkileri incelenmiştir.

EES programında, LiBr-H₂O ve NH₃- H₂O eriyik çifti kullanılan tek ve iki kademeli absorbsiyonlu soğutma sisteminin süreklilik ve enerji denklemleri yardımıyla ve çeşitli termodinamik özellikler vasıtasıyla hesaplama yapılacak denklemler çıkartılarak hesaplamaları yapılmıştır. Çıkacak olan sonuçlar grafikler vasıtasıyla değerlendirilmiş

olup tek ve iki kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemi için en uygun kaynatıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve absorber sıcaklık değerleri tespit edilmiştir.

Kaynatıcı sıcaklıklarının düşük olduğu sistemlerde tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin kullanılmasının verimi artırdığı daha yüksek kaynatıcı sıcaklıkları kullanıldığında iki kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin kullanılmasının verimi artıracağı değerlendirilmiştir.

Yoğuşturucu sıcaklıklarının STK üzerine etkisi incelendiğinde, yoğuşturucu sıcaklıklarının değişimi durumunda termik kompresörün basınç değerleri değişkenlik göstereceği ve bununla STK değerlerini etkilediği görülmüştür. Ayrıca yoğuşturucu da hava yerine su soğutma sisteminin kullanılmasıyla daha düşük yoğuşturucu sıcaklığına inilmesinin ve bununla STK değerini artıracağı değerlendirilmektedir.

Buharlaştırıcı sıcaklıklarının STK değerini etkisine bakıldığında, buharlaştırıcı sıcaklıklarının artmasıyla birlikte STK değerinin arttığı gözlemlenmiştir. Daha düşük sıcaklıklara soğutma işlemi gerçekleştirildiğinde yapılması gereken iş miktarında artırılması gerektiği bununla STK değerini düşürdüğü sonucuna ulaşılmıştır.

Eşanjör etkenliklerinin STK üzerine etkisi incelendiğinde, eşanjörün kullanılmadığı sistemler yani eşanjör etkenliğinin sıfır olduğu durumlar ile eşanjör etkenliğinin tam verimli olduğu durumlar arasında araştırmalarda bulunulmuş ve yapılan araştırmalar sonucunda etkenlik değeri %100 olduğu durumlarda en yüksek STK değerine ulaşılmıştır. Mühendislik açısından eşanjör etkenliğinin %100'e ulaştırılması oldukça zor bir durumdur. Eşanjör etkenlik değerini yükseltilmesi ile birlikte daha büyük kapasiteli eşanjörler kullanılmalıdır. Bu da sistem maliyetini yükseltmekte ve çok büyük alanlara ihtiyaç duyulmaktadır. Mühendislik açısından, etkenlik değeri daha makul eşanjörler kullanılması maliyet-fayda açısından daha etkili sonuçlar vereceği değerlendirilmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Bölgesel Isıtma Sistemleri

Isınma ihtiyacı insanlığın her zaman için en temel ihtiyaçlarından biri olmuştur. Başlarda bu ihtiyaç yaşanan hacmin ortasında ateş yakarak giderilmiştir teknolojik gelişmeler ile zaman içerisinde bu ihtiyacı farklı metotlarda giderme yöntemleri geliştirilmiştir. Günümüzde ki en yaygın şekilde ısınma ihtiyacı sıcak su kazanları, kızgın su kazanları ve buharlı kazanlar ile karşılandığı gibi bunlara entegre edilen güneş enerji sistemleri, jeotermal enerji sistemleri ve ısı pompası gibi uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır (Zhang ve diğ., 2021).

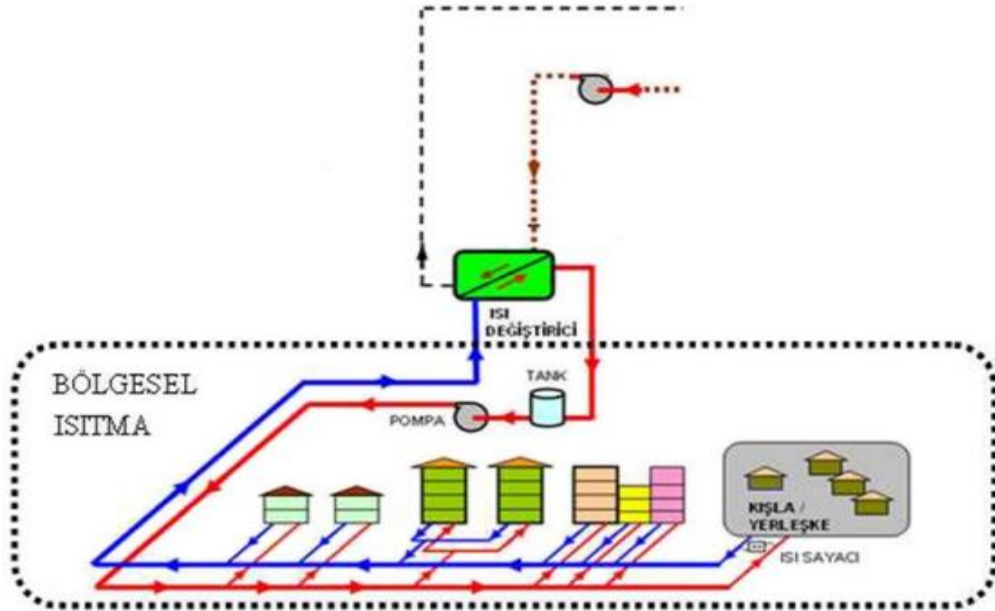
Günümüzde ki ısıtma sistemleri incelendiğinde, ferdi ısıtma sistemleri, merkezi ısıtma sistemleri ve bölgesel ısıtma sistemleri olarak ısı kaynağının konumlandırılması ve ısıtılacak hacmin çeşitliliğine göre ayrılmaktadır. Tekil ısıtma sistemleri; bireysel kombiler, kat kaloriferleri, klimalar gibi doğrudan ısıtılacak hacmi etkileyen küçük ölçekli sistemlerdir. Merkezi ısıtma sistemleri; kazan veya kombi tarzı sistemler tarafından bir binanın veya yapının ısıtma ihtiyacını gideren sistemlerdir. Bölgesel ısıtma sistemleri ise bir arada bulunan veya yayılı haldeki binaların, tesislerin, üretim merkezlerinin ısıtmasını tek bir merkez üzerinden gerçekleştiren sistemlerdir (Çokoksen, 2010; Mollahüseyinoğlu, 2006).

Bölgesel ısıtma sistemleri incelendiğinde bu sistemler diğer ısıtma sistemlerine göre daha büyük çaplı sistemlerdir. Günümüzde yapılan araştırmalar ışığında bölgesel ısıtma sistemlerinin diğer ısıtma sistemlerine göre daha verimli olduğu kanıtlanmıştır. Bu doğrultuda enerji verimliliği üzerine devlet politikaları gereğince bu sistemleri teşvik eden düzenlemeler de mevcuttur (Çokoksen, 2010; Mäki, Kannari, Hannula, & Shemeikka, 2021).

Bölgesel ısıtma sistemlerinde merkezi kazan dairesi sistemler incelendiğinde kullanılan yakıtın türüne göre katı yakıtlı kazanlar, sıvı yakıtlı kazanlar ve gaz yakıtlı kazanlar olmak üzere üçe ayrılmaktadır. Ayrıca kullanılan akışkanların türüne göre de bölgesel ısıtma

sistemleri üçe ayrılmaktadır. Bunlar sıcak sulu (100°C ye kadar), kızgın sulu (100°C üzeri ve 1 atm basınçtan yüksek) ve buharlı kazanlardır.

Bölgesel ısıtma sistemleri Şekil 2.1'de gösterildiği gibi en basit anlatım ile ısı merkezlerinde bulunan kazanlar tarafından üretilen ısı, kurulan boru dağıtım kümeleri ile primer devre akışkanı vasıtasıyla ısıtılacak hacmin bulunduğu binaya taşınmaktadır. Bu bina altında bulunan ısı eşanjörleri vasıtasıyla bünyesindeki ısıyı sekonder devre akışkanına aktararak kondens dönüş hattından tekrar ısı merkezine ulaşmaktadır (Albrecht, Laubscher, Carlson, & Ho, 2021; Mollahüseyinoğlu, 2006).



Şekil 2. 1 Bölgesel Isıtma Sistemi (Güngör, 2018).

2.2. Atık Isı ve Baca Gazı Isısı

2.2.1. Atık Isı Kavramı

Enerji kaynaklarının kalitesi, enerji kaynaklarından ne kadar fayda sağlanma potansiyeli ile alakalıdır. Bundan ötürü hiçbir enerji türü aynı kalitede değildir. Enerjinin işe dönüşen kısmı kullanılabilir enerji olarak isimlendirilirken, işe dönüştürülemeyen yani fayda sağlanamayan kısmı kullanılamaz enerji olarak isimlendirilmektedir. Termodinamik kanunlara göre enerji yoktan var edilemez, var olan enerji ise yok edilemez. Mevcut enerji

türleri sadece birbirlerine dönüştürüle bilmektedirler. Bu dönüşüm esnasında bir kısım enerji istenilenin dışında farklı enerji formlarına geçmektedir. Bu açığa çıkan enerji hala kullanılabilir seviyede ise bu atık enerjinin hala potansiyeli bulunmaktadır. Belirli prosesler sonucunda açığa çıkan ve çevreye bırakılan ve faydalı enerjiye dönüştürülme potansiyeli olan enerjiye atık enerji denilmektedir (Garcíadealva ve diğ., 2021; Uysal, 2019).

Atılan bu enerji genellikle gaz veya sıvı formda ki akışkanlar yardımıyla uzaklaştırılmaktadır. Akışkanlar yardımıyla çevreye verilen bu enerji çeşidi genellikle ısı olarak verilmektedir. Çevreye atılan ve hala kullanılabilir potansiyeli olan bu ısı atık ısı olarak isimlendirilmektedir. Atık ısı, atmosfere, akarsu, nehir, göl, deniz gibi yerlere verilmektedir. Bu olay çevrenin ekolojik dengesine zarar vermektedir. Ayrıca atık ısı enerji verimliliğini düşürmektedir. Burada oluşan kaybı telafi edebilmek için proseslerde daha fazla yakıt kullanılmaktadır. Bunun sonucunda çevreye daha fazla zararlı gazlar bırakılmakta ve çevresel sorunlara sebebiyet vermektedir. Çevreye bırakılan enerji, atık ısı geri kazanım sistemleri ile belirli oranlarda geri kazanılmaktadır. Tekrardan kazanılan enerji ile atık ısı geri kazanım sistemlerinin yatırım maliyetleri kısa sürelerde kendisini ekonomik anlamda amorti etmektedir (Çomaklı & Terhan, 2011; Olabi ve diğ., 2021).

2.2.2. Atık Isı Geri Kazanım Sistemleri

Enerji, endüstriyel tesislerde en büyük maliyet girdisi olduğu için tüm sektörlerde enerji verimliliği ile ilgili çalışmalar yapılmaktadır. Enerji kaybının en yüksek olduğu kısımlardan biriside atık ısılar tarafından oluşmaktadır. Bu kayıplara önlem alabilmek için atık ısı geri kazanım sistemlerinin kurulumu her geçen gün hızla artmaktadır. Atık ısı üç şekilde sınıflandırılmaktadır. Bunlar sıcaklık değerlerine göre: (Tokgöz & Özgün, 2019).

- 650 °C üzerindeki için yüksek sıcaklıkta ısı
- 120 °C ile 650 °C arasındaki için orta sıcaklıkta ısı
- 120 °C altındaki için düşük sıcaklıkta ısı olarak nitelendirilmektedir.

Atık ısının tekrar kazanılması pek çok yöntemle sağlanabilmektedir. Bunlardan en yaygın kullanılanı ısı değiştiriciler olup çok farklı çeşitlerde imal edilmektedirler ve farklı

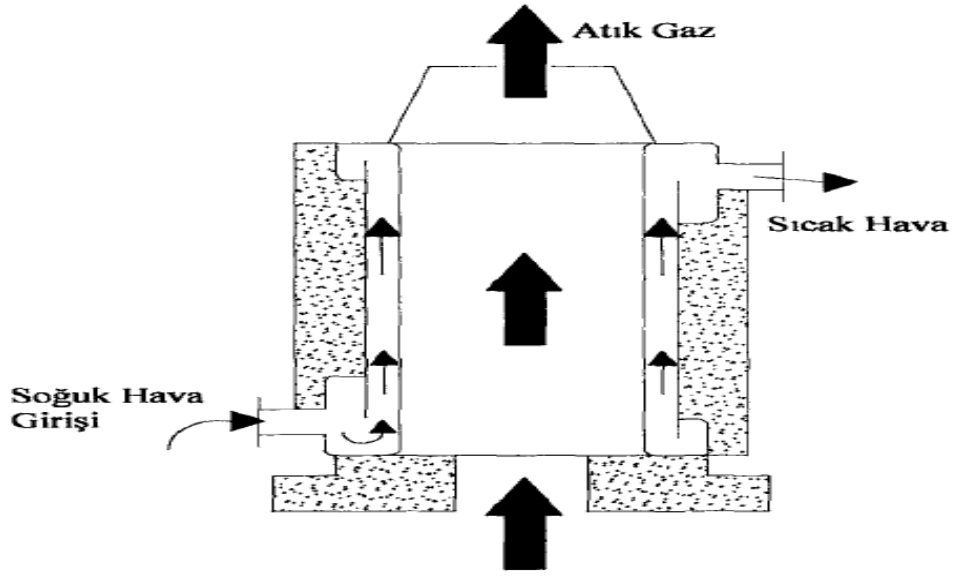
isimlerde anılmaktadırlar. Bunlardan bazıları yoğulturucular, buharlaştırıcılar, sıcaklık ve nem değiştiriciler, reküperatör, rejenaratör, atık ısı buhar jeneratörleri gibi, hepsinin ortak paydası ısı transferinin gerçekleşebilmesi için zemin hazırlamaktır. Farklı isimlerde anılan ısı geri kazanım sistemleri, bunların farklı fonksiyonlarda çalışmalarını tanımlar ve bu da zaman içerisinde farklı sektörlerde kullanılmasının sonucudur. Isı geri kazanım sistemleri aynı amaca hizmet etseler dahi bunu gerçekleştirirken farklı yöntemler kullanılmaktadırlar.

İdeal bir atık ısı cihazı seçim kriterleri şu şekildedir:

- Kullanılan akışkanının sıcaklığı,
- Kullanılan akışkanın debisi,
- Kullanılan akışkan için ulaşılabilen en düşük sıcaklık,
- Isı eldesin de kullanılan akışkanın kimyasal bileşeni,
- Kullanılan akışkan için ulaşılabilen en yüksek sıcaklık,
- Kontrol sıcaklığı (Kuvel, 2005).

2.2.2.1 Gaz-Gaz Isı Geri Kazanım Sistemleri

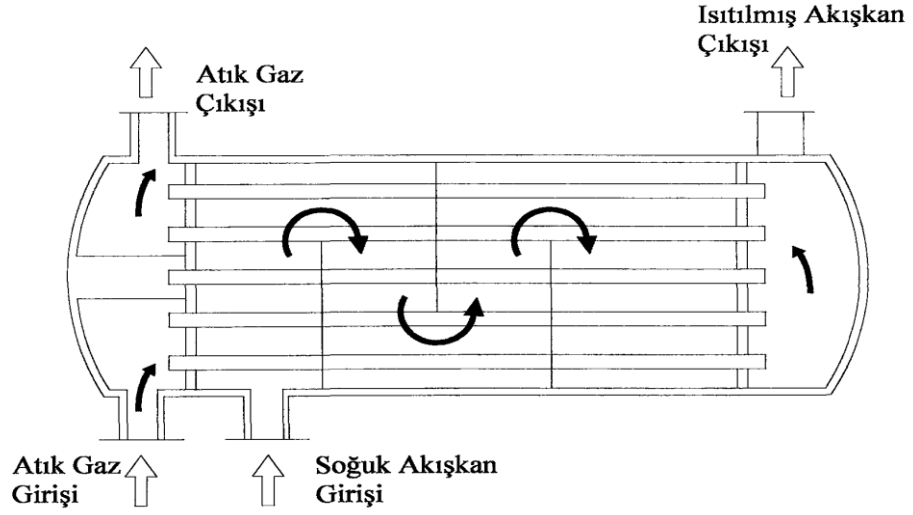
Yaygın bir kullanım alanına sahip olan gaz-gaz ısı geri kazanım sistemleri içerisinde en çok kullanılanı reküperatörlerdir. Bunların en basit anlatımlısı Şekil 2.2’de gösterilen ışınım reküperatörüdür.



Şekil 2. 2 Işınım Reküperatörü (Kuvel, 2005).

Şekil 2.2’ de gösterilen ışıınım reküperatörünün, iç kısmında bulunan borudan çeşitli işlemler sonucu oluşmuş sıcak egzoz gazı geçerken, dış kısmında bulunan borularda ise soğuk hava geçirilmekte ve bu esnada ısı akışı gerçekleşmektedir. Isıtılan hava tekrardan yakıcıya gönderilerek bir ön ısıtma işlemi gerçekleştirilmiş olmaktadır. Isıtılan hava ile birlikte yakıt tasarrufu sağlanmakla birlikte, egzoz gazının sıcaklığı da azaltıldığı için kullanılan kanalların ömürlerinde iyileşme olmaktadır (Kuvel, 2005).

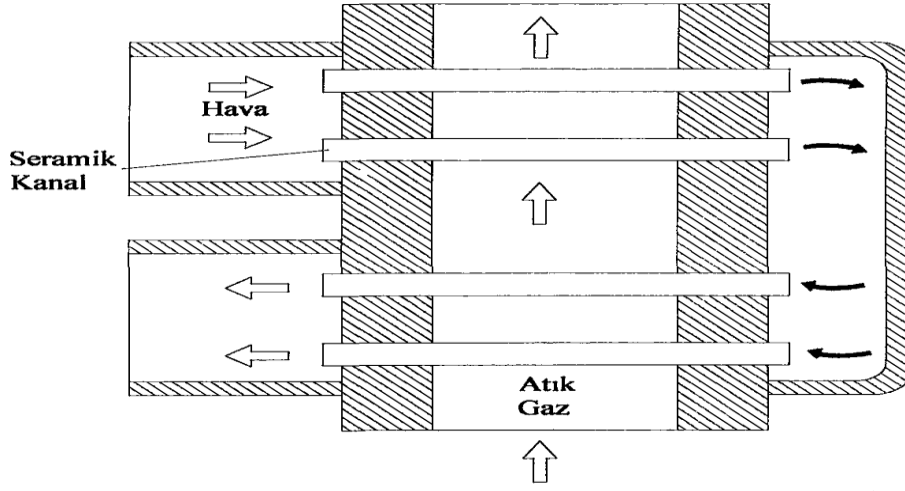
Rekuperatörlerin yaygın kullanımında ikinci sırada Şekil 2.3’ de gösterildiği gibi borulu tipler gelmektedir. Burada sıcak akışkan ince boru demetleri içerisinden geçerken dışarıdan alınan soğuk hava bu boru demetinin etrafındaki kanallardan geçerek ara bölmelerdeki akışın borulara dik olması sağlanır. Isı transfer alanları ışıınım reküperatörlerine göre daha fazla olduğundan ötürü bunlara göre verimleri daha yüksektir.



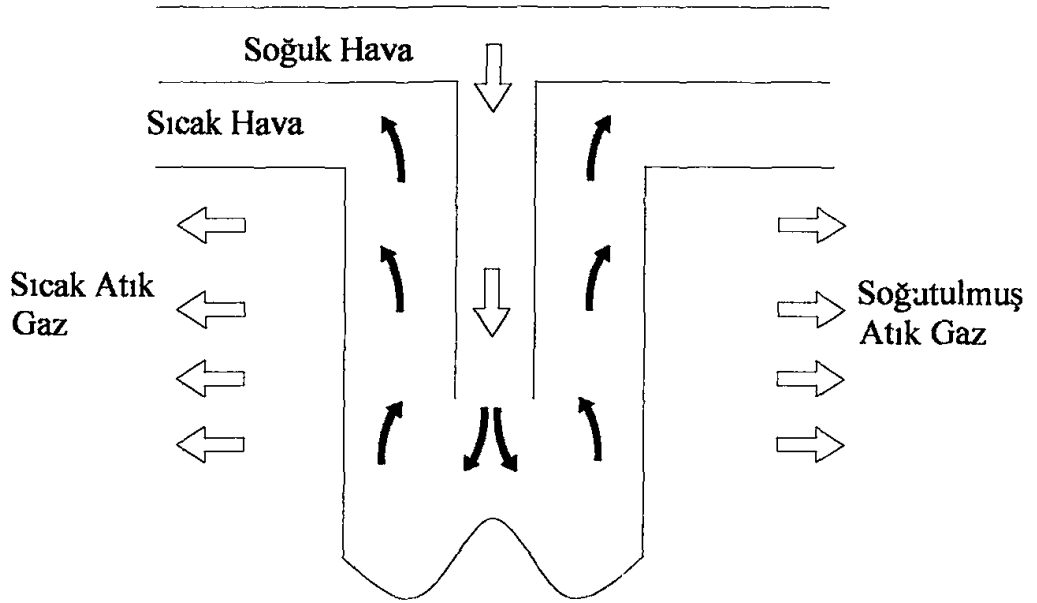
Şekil 2. 3 Taşınım Reküperatör (Kuvel, 2005).

Bunların dışında, Şekil 2.4’ de gösterildiği gibi seramik borulu reküperatörler de mevcuttur. Bunların tasarlanmasındaki amaç metal borulu reküperatörlerin üst sıcaklık değerlerinin 1100 °C olması ve daha üst sıcaklıklarda malzeme ömrünün olumsuz yönde etkilenmesidir.

Taşınım reküperatörünün bir türevi Şekil 2.5’ de gösterilmiştir. Bu reküperatörde soğuk hava bir birlerine paralel dikey borular içerisinde aşağı yönlü olarak ardından yukarı yönlü olarak geçerken, dış çeperinde bulunan yüksek sıcaklıktaki egzoz gazının ısını bünyesine almaktadır. Işınım ve taşınım reküperatörlerinin birlikte kullanıldığı durumlarda mevcuttur. Bunlar verim artışları amaçlanarak yapılmış uygulamalardır (Kuvel, 2005).



Şekil 2. 4 Seramik Reküperatör (Kuvel, 2005).

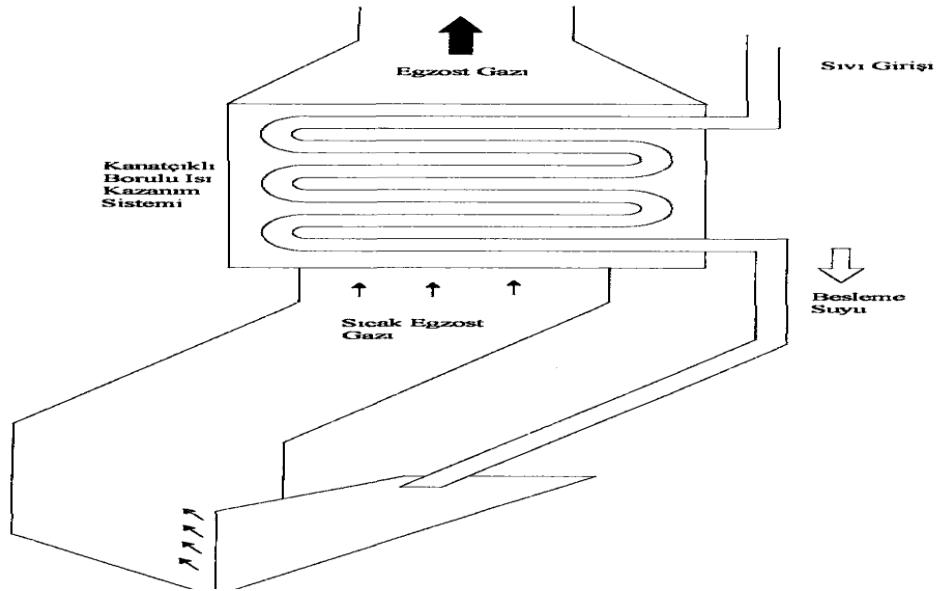


Şekil 2. 5 Dikey Çift Borulu Reküperatörler (Kuvel, 2005).

2.2.2.2 Gaz-Sıvı ve Sıvı-Sıvı Isı Geri Kazanım Sistemleri

Atık baca gazı ısını bir sıvıya aktardığı durumlarda mevcuttur. Bu tasarımlar gaz-sıvı veya sıvı-sıvı ısı geri kazanım sistemleri olarak adlandırılmaktadır.

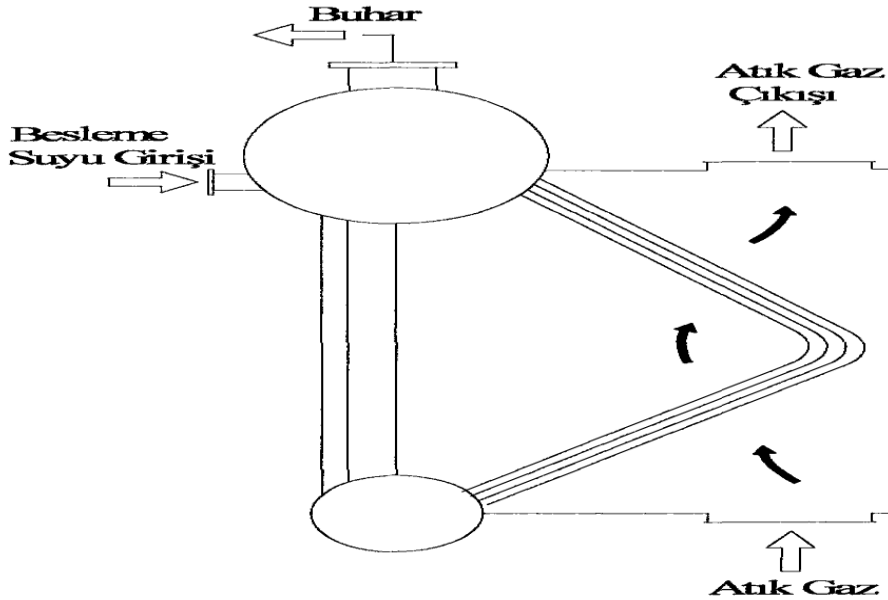
Kazanlara gönderilen besleme suyunun ön ısıtmasında, farklı sıvıların ısıtılmasında, kullanılan hacimlerin ısıtılmasında, günlük kullanım sıcak suyunun ısıtılmasında egzoz baca gazından faydalanılabilmektedir. Bu işlem için yaygın olarak kanatçıklı borulu ısı değiştircileri kullanılmaktadır. Bu yöntemde birbirine seri bağlanan yuvarlak kesitli borulara ısı transfer yüzey alanını artırmak için kanatçıklar eklenmiştir. Borular egzoz gazının atıldığı bacanın içerisinde geerilmektedir ve bu esnada egzoz gazının ısısı boru içerisindeki sıvıya geçmektedir. Şekil 2.6’ da kanatçıklı borulu gaz-sıvı rejenatörü görülmektedir. Bu sistem ayrıca ekonomayzer olarak da adlandırılmaktadır. Kanatçık borulu ısı değiştirciler piyasada modüler ölçülerde bulunabileceği gibi özel uygulamalar içinde istenilen ölçülerde kolaylıkla imal edilebilirler. Bu sistemlerde ısıtılan sıvının sıcaklık kontrolü, egzoz gazının giriş bölümüne takılacak by pass hattı ile sağlanabilmektedir. Bu işlem borular üzerinden geçen egzoz gazının hızının değiştirilmesi ile sağlanabilmektedir. Egzoz gazı içerisinde aşındırıcı maddeler bulunmaktadır. Sistem içerisinde aşındırıcı maddelere ve sıcaklığa maruz kalan boruların korozyona karşı dayanıklı olmalı, ona uygun malzemeler seçilmeli ve koruyucu önlemler alınmalıdır. Kanatçık borulu sistemler düşük ve orta sıcaklık değerlerine sahip egzoz gazından faydalanmaya yönelik tasarlanmış sistemlerdir (Kuvell, 2005).



Şekil 2. 6 Kanatçıklı Borulu Gaz-Sıvı Rejenatr (Economayzer) (Kuvell, 2005).

Gövde-boru tipi ısı değiştiriciler sıvı veya gaz fazındaki akışkanın bünyesinde bulundurduğu atık ısıyı, sıvı fazındaki akışkana aktarılması için tasarlanmış sistemlerdir. Bu sistemlerde bir gövde içerisine yerleştirilmiş olan boruların üzerinden sıcak akışkan geçirilerek ısı transferi gerçekleşmektedir. Isı transfer verimini artırmak için sıcak akışkanın borulara paralel akması yerine dik akış gerçekleştirilmesi istenmektedir ve bu işlem için çeşitli engeller konularak akışkanın yn değiştirilmektedir. Gaz fazında gelen akışkan yoğuşturularak ısısını diğer akışkana aktarmaktadır (Kuvel, 2005).

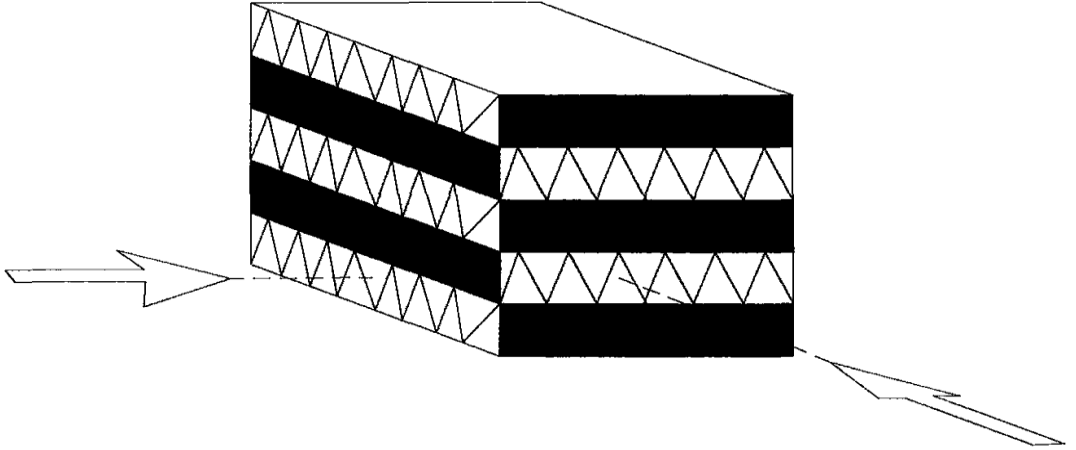
Atık ısı kazanlarında içinde su bulunan borular mevcuttur. Çeşitli prosesler sonucunda oluşan egzoz gazı bünyesinde bulundurduğu ısısının bir kısmını bu borulara aktarmaktadır. Borular içerisinde bulunan su egzoz gazlarının ısısıyla birlikte buhar durumuna geçmektedir. Buhar durumuna geçen su daha sonra kullanılmak üzere buhar toplama haznesinde depolanmaktadır ve sonrasında ısıtma amacıyla veya prosesler de kullanılmaktadır. Egzoz gazının atık ısısı yetersiz kaldığı durumlarda sisteme yeterli miktarda buhar verilebilmesi için ek enerji kaynakları bağlanabilmektedir. Ayrıca ısı transfer alanını artırmak için borular üzerine kanatçıklar yerleştirilebilmektedir. Şekil 2.7' de atık ısı kazanının tipik bir gösterimi görülmektedir (Kuvel, 2005).



Şekil 2. 7 Atık Isı Kazanları (Kuvel, 2005).

2.2.2.3 Plakalı Isı Geri Kazanım Sistemleri

Plakalı ısı geri kazanım sistemleri sökülüp takılabilen yapıları sayesinde ihtiyaca yönelik olarak kapasite artırımı veya azaltılması yapılabilmektedir. Ayrıca söküm ve takım işlemlerinin kolaylığı vasıtasıyla diğer ısı geri kazanım sistemlerine göre temizlenmeleri daha kolay yapılabilmektedir. Plakalar bir birlerine kaynak, cıvata, perçin bağlantılarıyla birleştirilmektedir. Plakaların yüzeylerinde oluklar bulunmaktadır. Bu oluklar vasıtasıyla akışkan plakaların arasından geçirilmektedir. Plakalar bir birlerine eşit mesafelerde konumlandırılmaktadırlar. Plakanın bir yüzeyinde giren sıcak akışkan oluklar vasıtasıyla diğer yüzeye akmaktadır. Bu esnada sıcak akışkan ısını plaka yüzeyine aktarmaktadır. Aynı zamanda plakanın diğer bir yüzeyinden giren soğuk akışkan diğer yüzeye doğru akmaktadır. Bu işlem sürecince ısı transferi gerçekleşmektedir. Plakalı ısı geri kazanım sistemleri diğer ısı geri kazanım sistemlerine oranla kapladıkları alanlar küçüktür ve ısı dağılımları daha dengeli olmaktadır. Şekil 2.8’ de basit bir plakalı ısı geri kazanım sisteminin çalışma prensibi görülmektedir (Kuvel, 2005).



Şekil 2. 8 Plakalı Isı Geri Kazanım Sistemi (Kuvel, 2005).

2.2.3 Baca Gazı Isısı

Kazanlarda meydana gelen ısı kayıpları iki şekilde gerçekleşmektedir. Bunlardan ilki kazanların yüzeyleriyle dış ortam arasında gerçekleşen ısı transferi sebebiyle olan kayıplardır. İkinci sebebi ise yanma sonucu oluşan egzoz gazlarının bünyesinde bulundurduğu baca gazı ısı kayıplarıdır. Kazanlarda baca gazı kaynaklı ısı kayıpları yaklaşık olarak %18 – 22 arasında gerçekleşmektedir (Han ve diğ., 2021).

Bu kayıpların miktarı yanma sonucu oluşan baca gazı sıcaklığına ve bu gazın debisine bağlı olarak değişmektedir. Baca gazından ısı kaybı üç metot da gerçekleşmektedir. Bunlar;

- Duyulur ısı kaybı
- Gizli ısı kaybı
- Tam yanmanın gerçekleşmesi kaynaklı ısı kayıplarıdır.

Duyulur ısı kaynaklı ısı kayıpları baca gazı sıcaklık değerleri ile alakalı kayıplardan oluşmaktadır. Kullanılan yakıt türü ve bu yakıtın içerisinde bulundurduğu kükürt oranı dikkate alınarak, baca gazı sıcaklıklarının düşük olması istenmektedir. Ayarlanamamış yakıt miktarı, kazan ısı transfer alanlarının yetersiz eksik olması yüksek derecelerde baca gazı sıcaklığını artırmaktadır (Terhan, 2010).

Baca gazının sıcaklığının en az seviyede tutulabilmesi yakıt içerisinde bulunan kükürt dioksit gazına (SO_2) bağlı olmaktadır. Bu gazlar baca gazının yoğunlaşma (çiğlenme) sıcaklıklarını belirlemekle birlikte, yakıt olarak doğalgaz seçildiğinde 130-150 °C, katı ve sıvı yakıt tercih edildiğinde 130-175 °C uygun baca gazı sıcaklığı olarak değerlendirilmektedir. Yaklaşık her 20 °C'lik sıcaklık düşüşü %1 oranında verim artışına sebep olmaktadır (Bilgin, 2006).

Gizli ısı kaynaklı ısı kayıpları baca gazı içerisinde bulunan su moleküllerinin bünyesinde bulunan ısıdan dolayı oluşmaktadır. Baca gazı sıcaklığı çiğlenme sıcaklığının daha altına düşürülerek baca gazı içerisindeki su moleküllerinin yoğunlaşması sağlanmaktadır. Bu şekilde sıvı hale geçirilen su moleküllerinin ısısı çeşitli sistemlerde kullanılabilir (Terhan, 2010).

Katı ve sıvı yakıtların içerisinde kükürt bulunmaktadır ve yanma işlemi gerçekleştiğinde baca gazı sıcaklığı 180°C'nin altına düştüğünde havada bulunan oksijen (O₂) ve hidrojen (H₂) ile reaksiyona girerek sülfirik asit (H₂SO₄) oluşturur. Bu durum sistem ömrü için olumsuz bir durum oluşturmaktadır. Doğalgaz yakıtlı sistemlerde baca gazı sıcaklığı 56 °C kadar inilebilmektedir. Bu tür yakıtların kullanıldığı sistemlerde yoğuşmalı kazanlar kullanılabilir. Bu tür kazanlarda baca gazı yoğuşma kazanının içerisinde geçirmekte ve bu esnada baca gazının yüksek enerjisi yoğuşma kabında bulunan suya geçmektedir. Burada el edilen enerji ihtiyaç durumuna göre kullanılabilir. Bu şekilde enerjiden daha fazla faydalanılır ve sistem verimi artırılmış olur (Cengizalp, 2007).

Tam yanmanın gerçekleşmemesi durumu, yakıtın yeteri miktarda hava ile buluşmamasından kaynaklanmaktadır. Yeteri miktarda hava yanma odasına girmediğinde yanma ürünü olarak karbondioksit (CO₂) gazı yerine karbonmonoksit gazı açığa çıkmaktadır ve bu durumda kaybedilen enerji miktarı %70' ler seviyesine ulaşmaktadır. Bu kayıplar daha büyük bir yanma odası seçimi, ikincil hava kullanımı veya fazladan hava üflemleri ve yanma ürünlerinin türbülanslı hareketi ile azaltılabilmektedir (Terhan, 2010).

2.3. Isı Değiştiriciler (Eşanjörler)

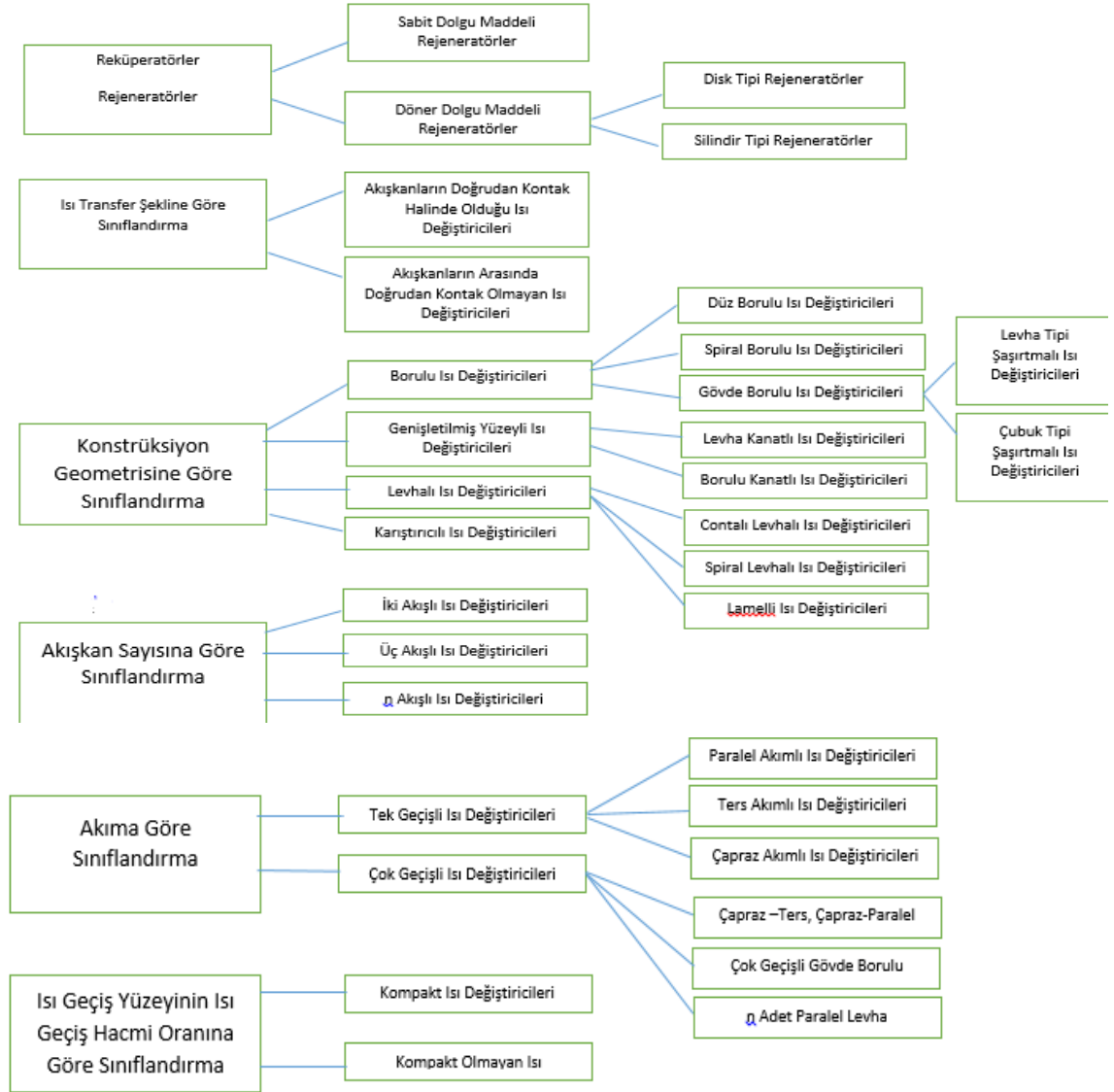
Aralarında sıcaklık farkı bulunan iki yüzey arasında gerçekleşen enerji alışverişi ısı olarak isimlendirilmektedir. Aralarında sıcaklık farkı bulunan akışkanların birbirleriyle arasında bir yüzey alanı bulunarak yaptığı ısı alışverişini gerçekleştiren cihazlara ısı değiştiricileri olarak isim verilmektedir. Genellikle bu iki akışkanın birbirlerine karışmaları engellenmektedir. Isı transferi mühendislik dalının en önemli faaliyetlerinden biridir. Isı değiştiricilerinin çok yaygın bir faaliyet alanı bulunmaktadır. Bu ısı değiştiricilerinin görevleri içlerinden geçen akışkanların ısıtılması veya soğutulması amaçlanmaktadır (Danışman, 2010; Kılıç, 2008).

Mühendislik alanında oldukça yaygın olarak kullanılmakta olan ısı değiştiricileri kullanım amacı tasarım ve optimizasyonu yapılmıştır ve bu tasarımlara göre sınıflandırılmışlardır. Bunlar kullanım sebebine, ısı transferinin şekline, akışkan cinsine, kullanılan akışkan sayısına ve bu akışkanlarda geręekleřen hal değişimlerine göre sınıflandırılmışlardır. Bu sınıflandırma şekil 2.9'da görölmektedir (Hertel ve diğ., 2019).

Rekuperatörler; belirli bir proses sonucu ortaya çıkmış egzoz gazındaki enerjinin farklı bir gaza aktarılması yöntemiyle ısı kazanımı yapmak için tasarlanmış ısı değiştiricileridir. Bu cihazlar yardımıyla enerji maliyetleri azaltılabilmekte ve enerji verimliliği sağlanabilmektedir. Bu sistemlerin oldukça yaygın bir kullanım alanı bulunmaktadır. Bu cihazlar ilk yatırım maliyetleri kısa sürede amorti etmektedirler ayrıca çevreye verilen zararı da azaltmaktadırlar. Ömürleri 10 yıl ve üzeridir (Uysal, 2019).

Rejeneratörler; bu tür ısı değiştiricilerinde sıcak ve soğuk akışkan ısılarını doğrudan bir birlerine aktarmamaktadırlar. Bunun yerine yüksek sıcaklıkta ki akışkan ısını önce bir ara bölmeye aktarmaktadır. Akabinde buradaki ısı soğuk akışkana geçmektedir. Bu ara bölmeye matris veya dolgu malzemesi olarak isimlendirilmektedir (Hewitt, Shires, & Bott, 1994).

Rejeneratörlü sistemlerde sıcak ve soğuk akışkan birbirleriyle temas etmezler. Rejeneratörler yaygın olarak termik santrallerde kullanılmaktadırlar. Sade dolgu maddeli rejeneratörler, döner dolgu maddeli rejeneratörler ve paket yataklı rejeneratörler olmak üzere üç gruba ayrılmaktadırlar (Uysal, 2019).



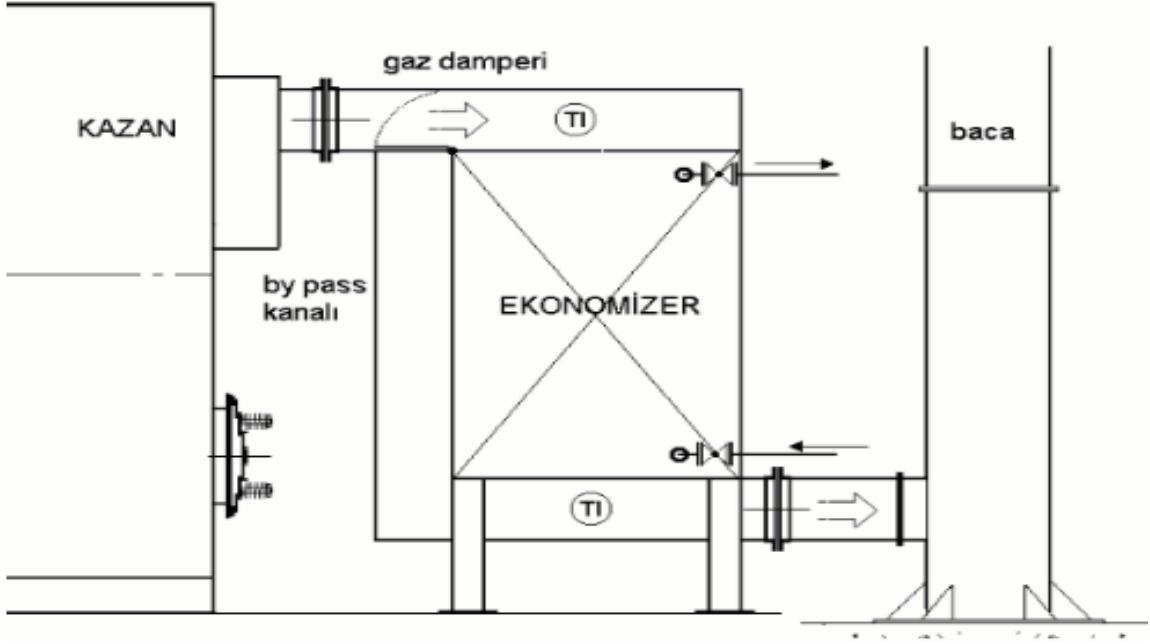
Şekil 2. 9 Isı değiştiricilerinin sınıflandırılması (Altınışıık, 2004).

Borulu ısı değiştiricileri; birçok dairesel kanalın bir araya getirilmesi imal edilmiş olan sistemlerdir. Sıcaklığı yüksek olan akışkan dairesel kanalların içerisinde akarken sıcaklığı düşük olan akışkan dairesel kanalların dışarısından akmaktadır ve bu şekilde ısı transferi gerçekleşmektedir. Dairesel kesitli kanalların sayısı, çapı veya uzunluğu değişebilmektedir. Bu esneklik ısı değiştiricilerin kapasitesini ihtiyaca göre farklı değerlere ayarlanabilmesini sağlamaktadır (Kakac, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2002).

Borulu ısı değiştiricileri dairesel yapılarının verdiği avantaj ile boru içerisindeki basınç dağılımını daha eşit bir Şekilde gerçekleştirmektedir. Bu sayede daha yüksek basınçlara dayanmaktadır (Uysal, 2019).

Atık ısı kazanları; egzoz gazının bacaya girişinin başladığı ve çıkışının sonlandığı yer arasına peş peşe konumlandırılmış kızdırıcı, buharlaştırıcı ve ekonomizer yerleştirilmesi ile oluşturulmuş ters akımlı bir ısı değiştiricisidir. Bu ısı değiştiricilerinde ısı transferi sadece taşınım ile gerçekleşmektedir. Atık ısı kazanları amaçlarına, kapasitelerine, konumlandırılacağı yerlere göre duman borulu, su borulu, helezon borulu türlerde imal edilebilmektedir (Uysal, 2019).

Ekonomizerler; kazanlarda yanma sonucu oluşan egzoz gazlarının bacadan atıldığı esnada gazın taşımış olduğu ısının bir kısmını kendi bünyesinde dolandırdığı suya aktarması suretiyle ısı geri kazanımı sağlamaktadır. Burada kazanılan enerji kullanım sıcak suyu olarak kullanılabilir. Ayrıca ihtiyaç durumunda kazan besleme suyu olarak da tekrardan sisteme gönderilebilir. Ekonomizerlerin kapasitesi, baca gazı sıcaklığının kazandan çıktığı andaki sıcaklığı ile ekonomizer terk ettiği andaki sıcaklığın farkına bağlı olmaktadır. Bu iki sıcaklık değeri arasında ki fark ne kadar büyük olursa sistem kapasitesi o kadar büyük olmaktadır ayrıca sistem verimi de artmaktadır. Bu sistemlerde ısı transferi taşınım yoluyla gerçekleşmektedir. Şekil 2.10' da tipik bir ekonomizer Şeması gösterilmiştir (Uysal, 2019).

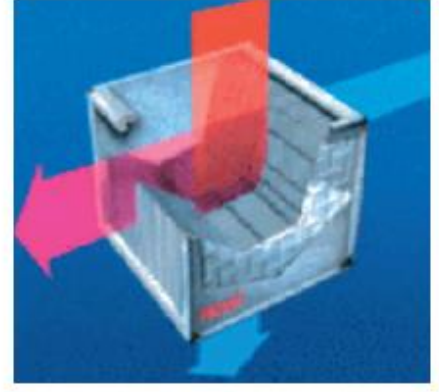
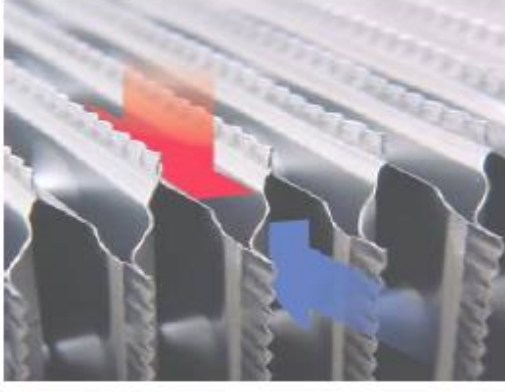


Şekil 2. 10 Tipik bir ekonomizer (Uysal, 2019).

Ekonomizer kullanımının faydaları şu şekilde sıralanabilmektedir;

- %3 ile %8 arasında bir verim artışı sağlanabilmektedir.
- Verim artışı kaynaklı olmakla birlikte daha az yakıt tüketimi sağlanmaktadır.
- Kullanılan yakıt miktarının azalması ile birlikte çevreye salınan CO₂ gazı miktarı azalmış olmaktadır.
- Geri kazanım suyu olarak kullanılması durumunda kazanın yüksek yüklerde bile rahat bir şekilde çalışması sağlanmaktadır.
- Devamlı çalışan tesislerde kendini 5 ile 20 ay gibi zaman periyodunda amorti edebilmektedir (Uysal, 2019).

Plakalı ısı değiştiriciler; ısı geri kazanımı amacıyla en yaygın kullanılan sistemlerden biridir. Bu sistemlerde fazladan bir akışkan kullanılmadan doğrudan egzoz gazı ile taze hava aralarında olukların bulunduğu bir plaka ile ayrılmakta ve ısı transferi bu plaka vasıtasıyla gerçekleşmektedir. Bu plaka ısı iletkenlik katsayısı yüksek olan malzemelerden imal edilmiş olmaktadır. Hava akımı plakaların iki yüzeyinde temas ederler ve bu şekilde ısı transferi gerçekleşmiş olur. Şekil 2.11’ de hava akış yönleri görülmektedir (Çimen, 2005).



Şekil 2. 11 Plakalar arası sıcak ve soğuk hava akım yönleri (Kocabaş, 2014).

Termodinamik incelemeler bakımından ısı sıcak olan yüzeyden soğuk olan yüzeye doğru akmaktadır. Isı değiştirici yüzeyinde ise baca gazı havasından taze havaya olacak şekilde düzenlenmektedir. Baca gazı havasının ısıtmaya çalıştığı plaka yüzeyinde dağılan ısı, taze hava tarafından emilmektedir. Isı akışı aynı anda gerçekleşmektedir. Hava akımlarında herhangi biri kesildiğinde ısı transferi sonlanacaktır. Bu sistemler ısıyı depolamazlar yapıları bu olaya elverişli değildirler (Kocabaş, 2014).

2.4. Soğutma Sistemleri

Soğutma, insanlığın tarihten gelen en önemli ihtiyaçlarından birini oluşturmaktadır. Soğutma ihtiyacı çok eskilere dayanmaktadır. Gıdaların uzun süreli muhafaza etmek, sıcak zamanlarda serinlemek, soğuk içecek tüketebilmek için soğutma ihtiyacına gereksinim duyulmaktadır. Geçmiş dönemlerde soğutma ihtiyacını giderilebilmesi için Çinliler kış aylarında donan su birikintilerinin kar ve buzlarını toplayarak, bunları büyük kuyularda sıkıştırarak yaz aylarında soğutma amacıyla kullanmışlardır (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

Gıda ürünlerinin soğuk zincir olmadan depolanabilmesi, naklinin gerçekleştirilebilmesi ve satışının yapılabilmesi için çeşitli yöntemler uygulanmıştır. Türk tarihinde etin bozulmaması için eti işleyerek sucuk ve pastırma, sütün bozulmaması için peynir ve

tereyağına dönüştürülmektedir. Aynı zamanda gıdaların kurutularak muhafaza edilmesi yöntemi de sıklıkla kullanılmıştır (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

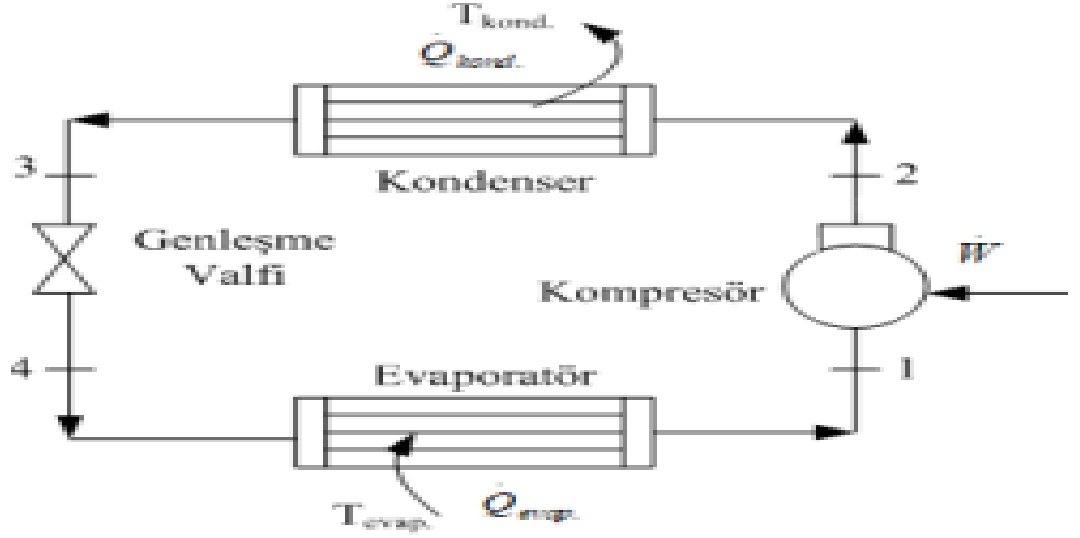
Mekanik soğutma ilk olarak 1755 yılında Glasgow Üniversitesinden Profesör Dr. William Cullen tarafından başlatıldığı ve bir buz makinesi tasarladığı bilinmektedir (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

Zaman içerisinde soğutma makineleri ve soğutma sistemleri çeşitlenmiş olup farklı metotlar kullanmak suretiyle soğutma yükü elde etmektedirler. Kullanılan başlıca soğutma sistemleri şunlardır;

- Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemi
- Absorbsiyonlu soğutma sistemi
- Adsorbsiyonlu soğutma sistemi
- Hava soğutma sistemi
- Termoelektrik soğutma sistemi
- Sterling soğutma sistemi
- Paramagnetik soğutma
- Vorteks tüpü
- Buhar-jet soğutma sistemidir (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

2.4.1. Buhar Sıkıştırımlı Mekanik Soğutma Sistemi

Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemleri evaporatör, kondenser, kompresör ve kısılma vanası(genleşme vanası) olmak üzere dört ana parçadan oluşmaktadır. Dışarıdan kompresöre verilen enerji sayesinde sistem bünyesinde bulunan soğutucu akışkanın sıkıştırılması yöntemi ile soğutma yükü elde edilmektedir. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sisteminin işleyiş şeması şekil 2.12'de gösterilmektedir. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemleri alçak basınç bölgesi ve yüksek basınç bölgesi olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır.



Şekil 2. 12 Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemi (Cingiz ve ark., 2020).

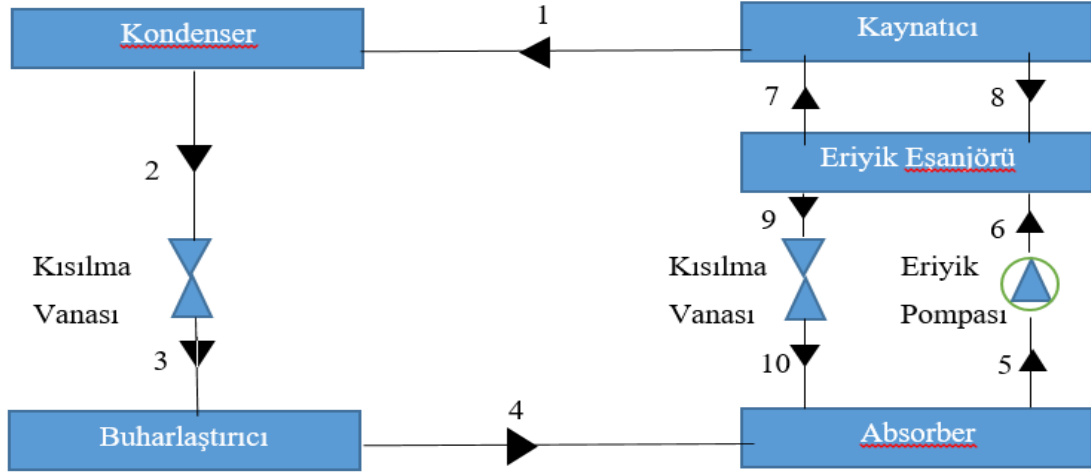
Kompresöre verilen güç ile soğutucu akışkan yüksek basınca sıkıştırılarak kızgın buhar haline gelmektedir. Buradan kondensere gönderilen soğutucu akışkan, kondenserde fazla ısısını çevreye aktarmaktadır. Isısını çevreye atarak yoğuşan akışkan genişleme valfine gelerek düşük basınca geçmektedir ve ıslak buhar halde evaporatöre ulaşmaktadır. Evaporatöre soğutma istenen yerin sıcaklığından daha düşük bir sıcaklık değerinde gelen soğutucu akışkan burada ortamın ısısını bünyesine alarak soğutma istenilen ortamın sıcaklığını düşürmektedir. Evaporatör çıkışında doymuş buhar halinde kompresör tarafından emilerek sistem sürekliliği sağlanmış olmaktadır. Bu sistemlerde kompresöre dışarıdan bir enerji verildiği müddetçe sistem çalışmaya devam etmektedir (Saraç, 2021).

Soğutma sistemleri incelenmesi esnasında Molier (basınç-entalpi) diyagramlarından faydalanılmaktadır.

2.4.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemiyle absorbsiyonlu soğutma sistemleri oldukça benzerlik göstermektedir. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın basıncı kompresöre dışarıdan bir enerji verilerek yükseltilirken absorbsiyonlu

soğutma sistemlerinde kompresörün yerini fiziko-kimyasal işlemleri gerçekleştiren bir termik kompresör kullanılmaktadır. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin işleyiş şeması Şekil 2.13’de gösterilmektedir (Yıldırım, Kaya, Eyidoğan, Kılıç, & Özdemir, 2017).



Şekil 2. 13 Absorbsiyonlu soğutma sistemi işleyiş şeması.

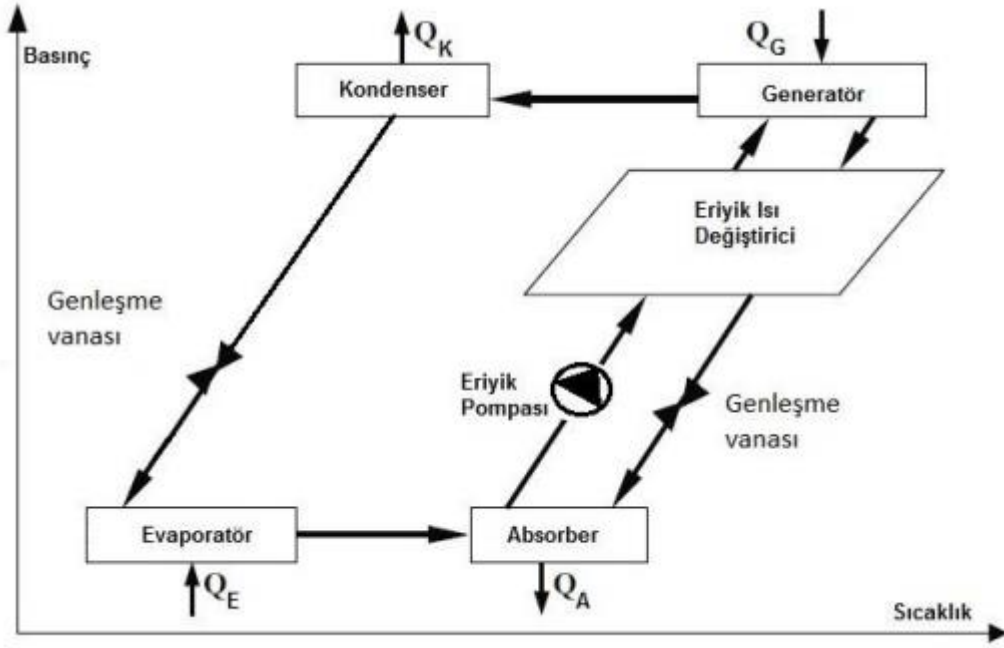
Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemlerinde kompresörde mekanik veya elektrik enerjisi kullanılırken absorpsiyonlu soğutma sisteminin termik kompresöründe ısı enerjisi kullanılmaktadır. Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kompresörde ısı kullanılması çeşitli avantajlar sağlamaktadır. Enerji kaynağı olarak jeotermal enerjiler kullanılabilmekte, güneş enerjisinden faydalanılabilmekte ayrıca belirli prosesler sonucu oluşan bir atık ısı mevcut ise kaynatıcıda kullanılabilir (Li, Fu, Zhang, & Zhao, 2011; Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin temel çalışma prensibi bir birleri içerisinde iyi çözüne bilen maddelerin yüksek ve alçak sıcaklıklarda farklı çözünürlüklere sahip olmasıdır. Bu sistemlerde farklı iki akışkan dolaşmakta olup bunlardan ilki soğutucu akışkan olup ikincisi ise absorbent (yutucu,soğurucu) akışkanından oluşmaktadır. Soğutucu akışkanın görevi buharlaştırıcının bulunduğu ortamdan ısıyı bünyesine çekerek soğutma yükünün alınmasıdır. Diğer akışkan olan absorbent ise sistemin belirli bir kısmında dolaşmakta olup asli görevi soğutucu akışkanı taşımaktır. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde

çeşitli akışkan çiftleri kullanılmakta olup en yaygın olarak kullanılanları LiBr-H₂O (Lityum bromür-su) veya NH₃- H₂O (Amonyak-su) çiftlerinden oluşmaktadır (Yıldırım ve diğ., 2017).

LiBr- H₂O çiftinin bulunduğu absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde LiBr bakımından fakir bulunan LiBr- H₂O absorberden eriyik pompası vasıtasıyla eriyik eşanjörüne gönderilmektedir. Burada bir miktar ön ısıtma yapılan LiBr- H₂O çifti sonrasında kaynaticıya gelmektedir. Kaynaticıda dışarıdan bir ısı kaynağından (güneş enerjisi, jeotermal enerji, atık ısı vs.) enerji alan LiBr- H₂O çifti içerisinde ısınan su kaynarak kızgın buhar halinde eriyikten ayrılarak kondensere ulaşmaktadır (Lu, Liu, Bai, Cheng, & Gong, 2022).

Kaynaticıda kızgın buharın ayrılmasıyla LiBr oranının yükselmiş zengin eriyik, eriyik eşanjöründen geçerken bünyesindeki ısının belli bir kısmını fakir eriyiğe aktarmaktadır ve absorbere geri dönmektedir. Bu esnada bir kısılma vanası vasıtasıyla yüksek basınçtan alçak basınca geçmektedir. Kaynaticıdan buharlaşarak kondensere ulaşan soğutucu buharı burada ısısını dış ortama aktarmak suretiyle yoğuşmaktadır. Yüksek basınç bölgesinde bulunan soğutucu su bir kısılma vanası vasıtasıyla alçak basınca geçerek evaporatöre ulaşmaktadır. Evaporatörde ortam ısısını çeken su soğutma yükünü oluşturmuş olmaktadır. Evaporatörden doymuş buhar ya da kızgın buhar fazında çıkan su tekrardan absorbere gelmektedir. Eriyik eşanjöründen ısısını kaybeden zengin eriyik ile evaporatörden gelen doymuş buhar ya da kızgın buhar fazındaki soğutucu su tekrardan birleşirler ve zengin eriyik su buharını yutmaktadır (absorbe etmektedir). Bu işlem ensasında ısı açığa çıkmaktadır oluşan ısı absorberden dışarı atılması gerekmektedir. Fazla ısı atıldıktan sonra tekrardan LiBr oranı düşen eriyik pompa vasıtasıyla eriyik eşanjörüne gönderilmektedir. Absorpsiyonlu soğutma sistemi döngüsü bu şekilde devam etmektedir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin basıç sıcaklık grafiği Şekil 2.14'de gösterilmektedir (Oğuz, 2019; Ortiz, Mammoli, & Vorobief, 2021).



Şekil 2. 14 Absorpsiyonlu soğutma sistemi basınç-sıcaklık grafiği (Oğuz, 2019).

H_2O-NH_3 çiftinin bulunduğu absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, Absorberde bulunan H_2O-NH_3 çifti absorberden bir pompa vasıtasıyla eriyik eşanjörüne gönderilmektedir. Burada bir ön ısıtmaya tabi tutulan ve amonyak bakımında zengin olan eriyik sonrasında kaynatıcıya gelmektedir. Kaynatıcıda dışarıdan verilen ısı enerjisi ile birlikte soğutucu akışkan buharı kaynatıcıdan ayrılarak kondensere doğru hareket etmektedir. Burada soğutucu akışkan buharının tamamı amonyak buharından oluşmaktadır. Yani soğutuşu akışkan amonyak olmaktadır. Amonyak bakımından fakirleşen eriyik, eriyik eşanjöründen geçerken amonyak bakımından zengin olan eriyiğe ısısının bir kısmını aktararak absorbere geri dönmektedir. Kondenserde fazla ısısını dış ortama atan amonyak burada yoğunlaşmaktadır. Kondenserden doymuş sıvı fazında çıkan amonyak bir kısımla vanası vasıtasıyla alçak basınç bölgesine geçerek evaporatöre ulaşmaktadır. Evaporatörde ortam ısısını bünyesine alarak soğutma yükünü alan amonyak, evaporatörden kızgın buhar fazında çıkarak absorbere geçmektedir. Absorberde ise eriyik eşanjöründen gelen amonyak bakımından fakir eriyik ile birleşmektedir. Amonyak bakımından fakir olan eriyik, amonyak buharını bünyesine emerek absorbe etmektedir. Bu esnada ısı açığa çıkmaktadır ve bu oluşan ısı absorberden dışarı atılmaktadır. Amonyak bakımından

zengin hale gelen eriyik absorberden bir pompa vasıtasıyla çekilerek sistem sürekliliği sağlanmış olmaktadır (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

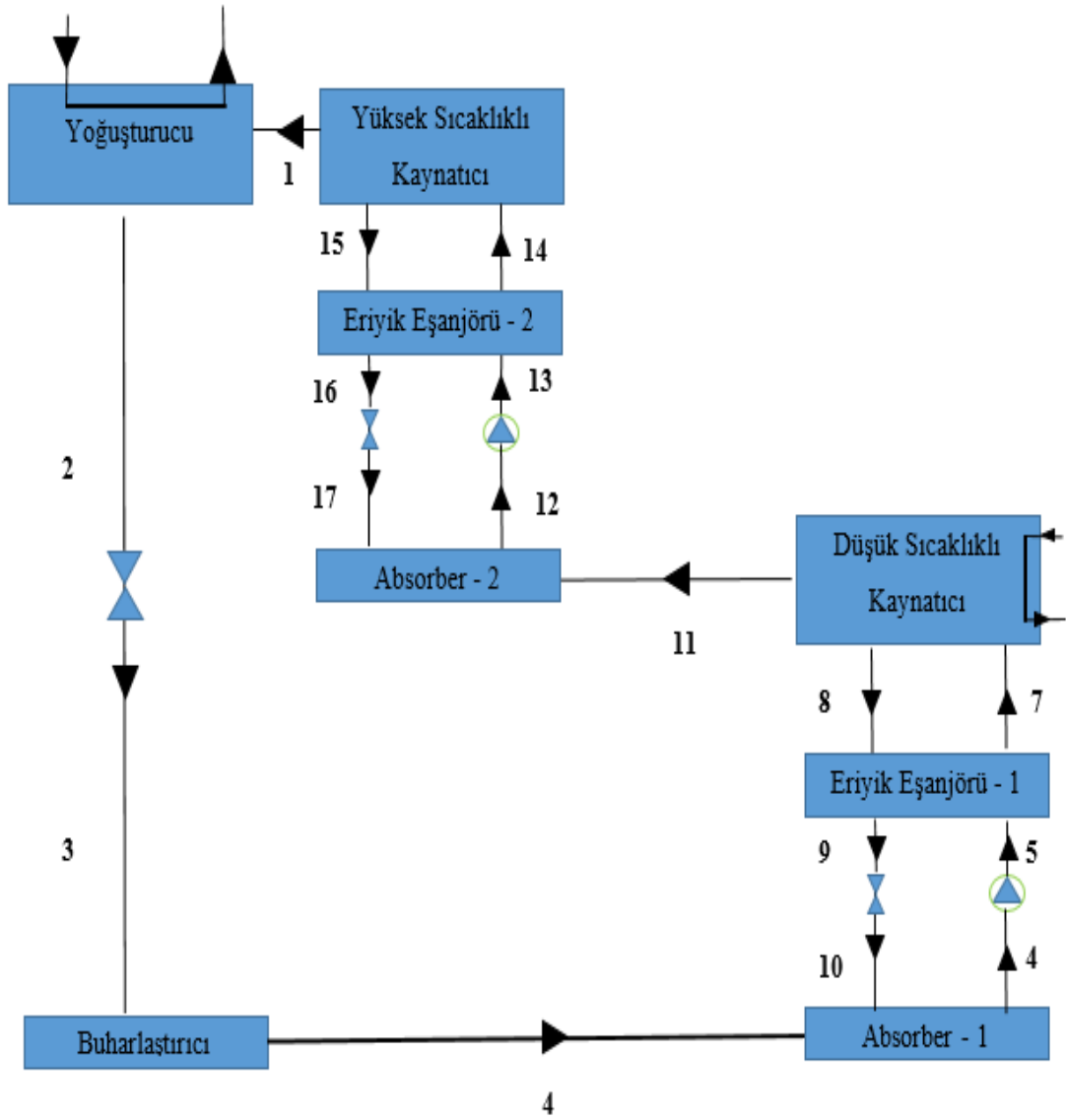
Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde pompanın çalışması için gerekli nispeten düşük miktardaki enerji haricinde sisteme dışarıdan herhangi bir mekanik enerji girişi olmamaktadır. Sistem kaynatıcıya verilen termik enerji ile çalışmasına devam etmektedir. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanlar birden fazla kere yoğuşturulup, buharlaştırılmaktadır. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde absorber-kaynatıcı mekanizması buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma sistemlerindeki mekanik kompresörün işlevini görmektedir. İki sistem arasında bulunan en büyük fark kompresör farkı olmaktadır (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

Enerji verimliliğinin önem kazandığı son zamanlarda absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan güneş enerjisi, jeotermal enerji, atık ısı enerjisi gibi enerji kaynaklarından ötürü absorbsiyonlu soğutma sistemi üzerine olan ilgi artmıştır. Aynı zamanda çevrim içerisinde kullanılan akışkan türlerinin diğer soğutma çevrimlerindeki soğutucu akışkanlara oranla daha az zararlı olmasından ötürü çevre bilinci açısından absorbsiyonlu soğutma sistemleri üzerinden yapılan çalışmaları artırmıştır. Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan mekanik olarak çalışan parçaların azlığı absorbsiyonlu soğutma sistemi daha sessiz ve daha problemsiz bir yapıya kavuşturmuştur (Kadam ve diğ., 2022; Saka ve diğ., 2015).

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri enerji verimliliği açısından incelendiğinde yaklaşık olarak faydalı soğutma enerjisinin %5' lik bir kısmı elektrik enerjisinden karşılanmaktadır.

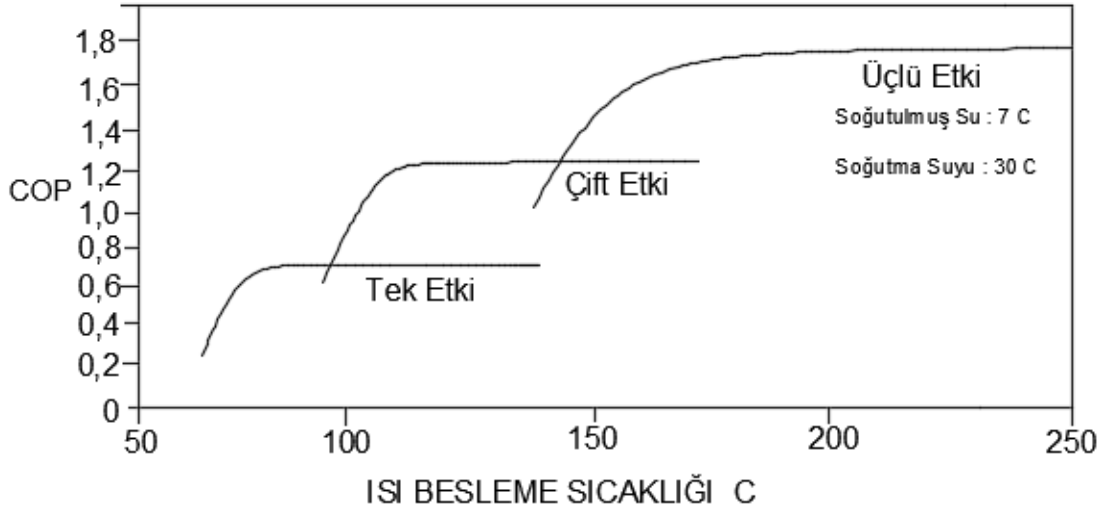
Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin kullanım alanları incelendiğinde bu sistemlerde derin soğutma istenildiği yerlerde H_2O-NH_3 çifti kullanılmakta olup konfor veya proses amaçlı bir soğutma işlemi gerçekleştirildiğinde ise $LiBr-H_2O$ çifti tercih edilmektedir. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri tek kademeli, çift kademeli veya üç kademeli sistemler olarak tasarlana bilmektedir. Kademe sayısındaki artış ile orantılı olarak soğutma etkinlik katsayısı (STK)' da artış göstermektedir. Şekil 2.15 'de çift kademeli bir absorbsiyonlu

sistemin işleyiş şeması gösterilmektedir. Bununla birlikte sistemin ihtiyaç duyduğu ısı kaynağının enerji seviyesi de artış göstermekte ayrıca sistem çok daha ayrıntılı bir hale gelmektedir. Farklı kademelerdeki absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin soğutma etkinlik katsayısını gösteren grafik Şekil 2.16'de gösterilmektedir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kademe sayısı arttığında, artan kademe sayısı kadar kaynatıcının da olması gerekmektedir (Güney & Güler, 2017; Ye & Holubec, 2021).



Şekil 2. 15 Çift kademeli seri akışlı absorpsiyonlu soğutma sistemi işleyiş şeması.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin çalışma sistemleri ve verimlilikleri kullanılan ısı kaynağına ve beslenme şekline ayrıca gerçekleşen ısı transferi miktarı ve şekline göre değişkenlik göstermektedir (K. M. Bataineh & Alrifai, 2015).



Şekil 2. 16 Absorbsiyonlu soğutma sisteminin farklı kademelerdeki STK değerleri (K. Bataineh & Taamneh, 2016).

2.4.2.1. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi ile Literatür Taraması

Gündüz ve Cimşit 2022 yılında gerçekleştirdiği çalışma sonucunda farklı absorber absorbent çiftlerinin STK üzerine etkisi incelenmiş ve aynı çalışma koşulları için LiCl-H₂O eriyik çiftinin STK değerinin NH₃-H₂O ve H₂O-LiBr eriyik çiftlerine göre daha yüksek olduğu sonucuna varılmıştır (Gündüz ve Cimşit, 2022).

Kim ve arkadaşlarının 2022 yılında yapmış oldukları çalışma neticesinde R32/DMAC çiftinin STK değerinin benzer şartlar altında kullanılan R32/[hmim][Tf2N], R1234ze(E)/[hmim][Tf2N], R1234yf/[hmim][Tf2N] akışkan çiftlerine göre daha yüksek olduğu değerlendirilmiştir (Kim ve diğ., 2022).

Saka 2019 yılında yapmış olduğu çalışmada üç kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizleri hakkında incelemelerde bulunmuş, bu sistemlerin tek ve iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerine göre daha verimli olduğunun çıktısı alınmıştır (Saka, 2019).

Mohammadi ve arkadaşları 2019 yaptıkları çalışmada iki buharlaştırıcı hibrit bir absorpsiyonlu soğutma sistemini ele almışlar ve yoğuşturucu sıcaklıklarını 40 °C ile 50 °C arasında incelemişlerdir. Yapılan araştırma sonucunda artan yoğuşturucu sıcaklık değerleri ile birlikte STK değerlerinin düştüğü gözlemlenmiştir (Mohammadi ve diğ., 2019).

Erdiñç ve arkadaşlarının 2020 yılında yapmış oldukları çalışma sonucunda LiBr-H₂O eriyik çiftinin kullanıldığı bir absorpsiyonlu soğutma sisteminde yoğuşturucu sıcaklığı 21 °C' den 26 °C' ye çıkartılması sonucunda STK değerinde %4,35' lik bir azalma meydana geldiği görülmüştür. Yine aynı çalışmada yoğuşturucu sıcaklığı 31 °C' ye çıkartılmasıyla STK değerinde ki kayıp %25 mertebesine ulaşmaktadır (Erdiñç ve diğ., 2020).

Yavuz ve arkadaşları 2022 yılında yoğuşturucu sıcaklıklarının STK üzerine etkisi hakkında araştırmalarda bulunmuş ve yaptıkları çalışmalar neticesinde yoğuşturucu sıcaklıklarındaki artışın STK değerlerini düşürdüğü tespit etmişlerdir. Ayrıca bu çalışmada 35 °C'nin altındaki yoğuşturucu sıcaklıklarında kristalleşmenin başladığını değerlendirmişlerdir (Yavuz ve diğ., 2022).

Shiue ve arkadaşlarının 2018 yılında ortaya koydukları çalışmada yoğuşturucu sıcaklıklarındaki düşüşlerin sistem verimini artırıcı yönde etkisi olduğunu gözlemlenmişlerdir. Bu artışın bir sebebi olarak, düşen sıcaklıklar ile kaynatıcının çıkış noktasındaki basınç değerlerinde azalacağını değerlendirmektedirler (Shiue ve diğ., 2018).

Kaewpradub ve arkadaşları yaptıkları deneysel çalışma sonucunda yoğuşturucu sıcaklığındaki azalma ile STK değerinin arttığını göstermişlerdir. Bunun sebebi olarak

yoğuşturucu sıcaklığının azalmasıyla buharlaştırıcının giriş ve çıkışında sağlanan suyun sıcaklık farkının artmasını göstermişlerdir (Kaewpradub ve diğ., 2018).

Gao ve arkadaşları 2021 yılında yaptıkları araştırmada, dış ortam sıcaklıklarındaki artışların STK değerlerini olumsuz yönde etkilediği sonucuna ulaşmışlardır (Gao ve diğ., 2021).

Akair ve arkadaşları 2021 yılında uyguladıkları yöntem ile yoğuşturucu sıcaklıklarını 15 °C' den 40 °C' ye kadar değiştirmişler ve STK değerinin %18,9 azaldığını göstermişlerdir (Akair ve diğ., 2021).

Ahmad ve arkadaşları 2022 yılında çıkartmış oldukları yayında kaynatıcı sıcaklıklarının STK üzerine etkisini incelemiş, bu esnada buharlaştırıcı sıcaklıkları 5 °C, 10 °C ve 15 °C' de sabit tutmuş, 15 °C'lik buharlaştırıcı sıcaklığında, kaynatıcı sıcaklığı 52 °C' de iken STK değerinin en üst seviyelere çıktığını gözlemlemişlerdir. 10 °C'lik buharlaştırıcı sıcaklığında, kaynatıcı sıcaklığı 60 °C' de iken STK değeri en yüksek seviyelere ulaşmakta olduğunu göstermişlerdir. 5 °C'lik buharlaştırıcı sıcaklığında, kaynatıcı sıcaklığı 66 °C' de iken STK değeri zirve değerlere ulaştığı sonucuna varmışlardır (Ahmad ve diğ., 2022).

Ahmad ve arkadaşları aynı çalışmada buharlaştırıcı sıcaklığını 5 °C' de sabit bırakmışlar ve 25 °C, 30 °C, 35 °C' lik yoğuşturucu sıcaklıklarında kaynatıcı sıcaklıklarında ki artış ile yoğuşturucuda oluşan ısı yüklerindeki değişimi gözlemlemişler ve artan kaynatıcı sıcaklıkları ile yoğuşturucu ısı kapasitelerinin lineer bir şekilde arttığı sonucuna ulaşmışlardır (Ahmad ve diğ., 2022).

Sahli ve arkadaşları 2022 yılında, kaynatıcısı solar/termoelektrik hibrit sistemiyle desteklenen bir absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerine araştırma yapmışlardır. Yaptıkları çalışma neticesinde kaynatıcı sıcaklığının 80 °C' ye kadar arttıkça iki sistem içinde STK değerinin hızla arttığı, artan kaynatıcı sıcaklıkları için STK değerinin azalmaya başladığı sonucuna ulaşmışlardır. Bunun sebebi olarak kaynatıcıdaki çözelti sıcaklığının en uygun değerden yüksek olduğunda termal enerjinin bir kısmından faydalanılmadığını

göstermişlerdir. Çözelti sıcaklığı en uygun değerden düşük olduğunda kaynatıcının daha az soğutucu buhar üreteceğini bununda STK değerini düşüreceği sonucunu çıkartmışlardır (Sahli ve diğ., 2022).

Chahartaghi ve arkadaşları, seri ve paralel akış kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemleri üzerine incelemelerde bulunmuşlardır. Kaynatıcı sıcaklıkları iki akış sistemi içinde 134 °C ile 200 °C arasında incelenmiş ve bu incelemeler sonucunda STK değeri 151 °C'ye kadar seri akış için yüksek iken 151 °C'den sonra paralel akış için STK değeri daha yüksek seviyelere ulaşmıştır (Chahartaghi ve diğ., 2019).

Zaidan ve arkadaşları 2021 yılında farklı absorber sıcaklıklarında, kaynatıcı sıcaklığının STK üzerine etkisini incelemişlerdir. Yapılan çalışmada STK değerinin 0,6 ile 0,732 arasında çıktığı gözlenmiştir. Kaynatıcı sıcaklıklarının artırılması ile birlikte 88 °C'ye kadar STK değerleri artmış daha yüksek sıcaklıklarda STK değerinde artış görülmemiştir. Aynı çalışmada absorber sıcaklıklarında ki artışlar ile STK değerlerinin yükselmiş olduğu sonucu görülmüştür. Yoğuşturucu sıcaklıklarına bakıldığında ise artan yoğuşturucu sıcaklıkları ile STK değerinin düştüğü verisi elde edilmiştir (Zaidan ve diğ., 2021).

He ve Chen 2019 yılında çift absorber kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemine üzerine çalışmalar yapmışlardır. Yaptıkları deneyler sonucunda iki absorber arasında basınç farkını 0-300 kPa arasında incelemişler, artan basınç değerleri ile birlikte STK değeri 0,35' den 0,41 değerine kadar yükseldiğini göstermişlerdir. Yine aynı şartlar altında soğutma sıcaklığı -58 °C'den -56,5 °C'ye yükseldiği görülmüştür (He ve Chen, 2019).

Zhai ve arkadaşları 2021 yılında H₂O/LiBr ve H₂O/[DMIN][DMP] çözeltileri kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerine araştırmalarda bulunmuşlardır. Yaptıkları çalışma sonucunda absorberde ki basınç azalmasının STK üzerine etkisini incelemişler basınç düşüşü arttıkça STK değerlerinin azaldığını gözlemişlerdir (Zhai ve diğ., 2021).

Wu 2020 yılında yaptığı araştırma ile farklı akışkan çiftlerinin kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sisteminde farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarının STK üzerine etkisini incelemiştir.

Bu çalışma neticesinde buharlaştırıcı sıcaklıkları 2 °C'den 20 °C'ye kadar artırmış olup LiBr/H₂O kullanılan sistemde STK değeri 0,7' den 0,85'e yükseldiği, [DMIN]/[DMP] akışkan çifti kullanılan sistemde STK değeri 0,37' den 0,87'ye yükseldiği sonucuna ulaşmıştır (Wu, 2020).

Al-Madhagi ve arkadaşları 2020 yılında gerçekleştirdikleri araştırmada farklı çevrimler kullanılan hibrit absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde buharlaştırıcı sıcaklıklarının STK üzerine etkisini incelemişlerdir. Buharlaştırıcı sıcaklıkları -24 °C ile 10 °C arasında incelemişler ve STK değerleri bu artış ile birlikte 1,2'den 2,15'e kadar yükselmiştir (Al-Madhagi ve diğ., 2020).

2.5. Soğutucu Akışkanlar

Soğutma sistemlerinde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama atılmasında ısının taşınmasında kullanılan ara taşıyıcı maddelere soğutucu akışkanlar denilmektedir. Soğutucu akışkanlar ısı transferlerini genellikle hal değişimi ile yapmaktadırlar. Hal değişimleri genellikle sıvı fazdan gaz fazına veya gaz fazından sıvı fazına geçmek suretiyle gerçekleşmektedir. Faz değişimleri sayesinde gerçekleştirilen ısı transferleri soğutma sistemlerinden buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemi ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde gözlemlenebilirken, hava kullanılan sistemlerde gözlenememektedir. Soğutucu akışkanların özelliklerine göre soğutma sistemlerinin seçimleri yapılabilmektedir (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

Soğutucu akışkanlardan istenilen en önemli özellik ısı taşıma kapasiteleri olmasının yanında doğrudan ısı transferi ile alakalı olmayan kimyasal kararlılıkları, zehirsiz, yanmaya karşı etkili, ucuz ve kolay bulunabilmesi, kompresör yağları ile sistemde kullanılan malzemeler ile uyum içerisinde çalışabilmesi ve çevreye karşı zararsız olması gibi özelliklerde aranabilmektedir. Bu özelliklerin hepsini bir arada bulunan soğutucu akışkanlar bulunmamaktadır. Uluslararası antlaşmalar ile çevreye zararlı soğutucu akışkanların zaman içerisinde çevreye daha az zararlı olanları ile değiştirilmesi için antlaşmalar bulunmaktadır (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

Soğutucu akışkanların seçim aşamasında dikkat edilecek hususlardan biri de, soğutma sisteminde buharlaştırıcı basıncının yüksek, yoğuşturucu basıncının da düşük olması istenilmektedir. Soğutucu akışkanlarda dikkat edilmesi gereken özelliklerden biride gizli buharlaşma ısılarıdır. Soğutucu akışkanlar için birbirlerine yaklaşık kaynamaya noktalarına sahip soğutucu akışkanların gizli buharlaşma ısıları da bir birlerine benzerlik göstermektedir. Soğutucu akışkanlardan ısı iletim katsayılarının olabildiğince yüksek olması ve viskozitelerinin ise mümkün olduğu kadar düşük olmaları istenilmektedir (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

2.5.1. Soğutucu Akışkan Özellikleri

Soğutucu akışkanların istenilen belirli özellikleri şu şekildedir; (Altınkaynak & Şahin, 2020).

- Düşük enerji sarfiyatlarına karşı yüksek soğutma yükleri elde edilebilmelidir.
- Buharlaşma gizli ısıları yüksek olmalıdır.
- Buharlaştırıcıda ki basınçlarının yüksek, yoğuşturucuda ki basınçlarının düşük olmalıdır.
- Viskozite değerleri düşük olmalıdır.
- Tehlikesiz ve güvenilir olmalıdır.
- Korozif özellikte olmalıdır. Sistem elemanları ile etkileşime girmemelidir.
- Kaçak esnasında tespiti kolay olmalıdır.
- İnsan sağlığına ve çevreye zararsız olmalıdır.
- Yanmaya ve patlamaya dirençli olmalıdır.
- Elektrik iletkenlikleri çok düşük olmalıdır.
- Fiyatı düşük ve temini kolay olmalıdır (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

2.5.2. Soğutucu Akışkan ve Absorbentlerin Özellikleri

Soğutucu akışkan-absorbent ikilisinin çalışması esnasında aranılan özellikler şu şekildedir;

- Çalışma sıcaklığında maddeniz katı halinde olmamalıdır.
- Soğutucu akışkanın kaynama noktası daha düşük olmalıdır.

- Bir birleri içerisinde iyi çözünebilir olmalıdır.
- Sistem çalışma basınçları düşük olmalıdır.
- Kimyasal olarak kararlı olmalıdır.
- Korozif madde bulundurmamalıdır.
- Zehirli olmamalı, yanmaya ve patlamaya dirençli olmalıdır.
- Isı transferi kolay gerçekleşebilmelidir (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

2.5.3. Absorbentlerin Özellikleri

Absorbentlerde aranılan özellikler şu şekildedir;

- Kullanıldığı akışkan ile kolay birleşip ayrılabilmelidir.
- Kaynama sıcaklığı kullanıldığı akışkana göre daha düşük olmalı.
- Katı halde olmamalı.
- Absorbe özelliği yüksek olmalı.
- Donma noktası düşük olmalı.
- Temini kolay olmalı ve maliyeti düşük olmalı.
- Sağlığı zararsız olmalı.
- Akışkanlığı yüksek olmalı.
- Yanmaya ve patlamaya karşı dirençli olmalı (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi

Bir ısı bilimi olan termodinamik, anlamı ısı olan yunanca "therme" kelimesinden gelmektedir. Termodinamik, enerji dönüşümlerini incelemektedir. Termodinamik toplamda dört temel yasa tarafından incelenmektedir. Termodinamiğin 1'inci yasası enerjinin korunumu ele almaktadır ve enerjinin yoktan var edilemeyeceğini var olan enerjinin de yok edilemeyeceğini açıklamaktadır. Termodinamiğin 2'nci yasası ise enerjinin niteliğinin olduğunu da belirtirken enerji dönüşümlerinin sistem üzerindeki moleküler değişimlerini de incelemektedir.

Termodinamiğin birinci yasası açık sistemler, yani bir kontrol hacmine kütle girişi ve çıkışı olduğu durumlarda, incelendiğinde Süreklilik Denklemi gereğince, kontrol hacmine giren kütlelerin toplamı çıkan kütlelerin toplamına eşittir.

Süreklilik denklemi şu şekilde ifade edilmektedir;

$$\Sigma \dot{m}_g = \Sigma \dot{m}_ç \quad (3.1)$$

Burada;

\dot{m}_g : giren kütle miktarı (kg/s)

$\dot{m}_ç$: çıkan kütle miktarı (kg/s) ifade etmektedir.

Sürekli akışlı sürekli açık bir sistemde (SASA) termodinamiğin birinci kanunu ele alındığında aşağıdaki enerji denklemi elde edilmektedir.

Termodinamiğin 1. kanunu şu şekilde ifade edilmektedir;

$$\Sigma \dot{Q} - \Sigma \dot{W} = \Sigma \dot{H}_ç - \Sigma \dot{H}_g \quad (3.2)$$

Burada;

\dot{Q} : sisteme giren veya çıkan ısı enerjisi (kW)

\dot{W} : sisteme dışarıdan giren veya dışarıya çıkan iş miktarı (kW)

$\dot{H}_ç$: çıkan entalpi (kW)

H_g : giren enralpi (kW) ifade etmektedir.

Termodinamiğin 1. kanunu sürekli akışlı sürekli açık bir sistemin kontrol edildiğinde bu kontrol hacmine giren veya çıkan ısı enerjilerinin toplamının yine aynı sisteme dışarıya verilebilecek veya alınabilecek toplam iş miktarlarının farkının incelenen hacme giren entalpi ile çıkan entalpi farkına eşit olacağını ifade etmektedir. Yani sisteme giren ve çıkan bütün enerjilerin toplamının sıfır olacağı anlaşılmaktadır.

Bir maddenin entalpisi o maddenin özgül entalpisi ile kütesinin çarpımına eşit olmaktadır.

Maddenin entalpisi şu şekilde ifade edilmektedir;

$$H = \dot{m} \cdot h \quad (3.3)$$

Burada;

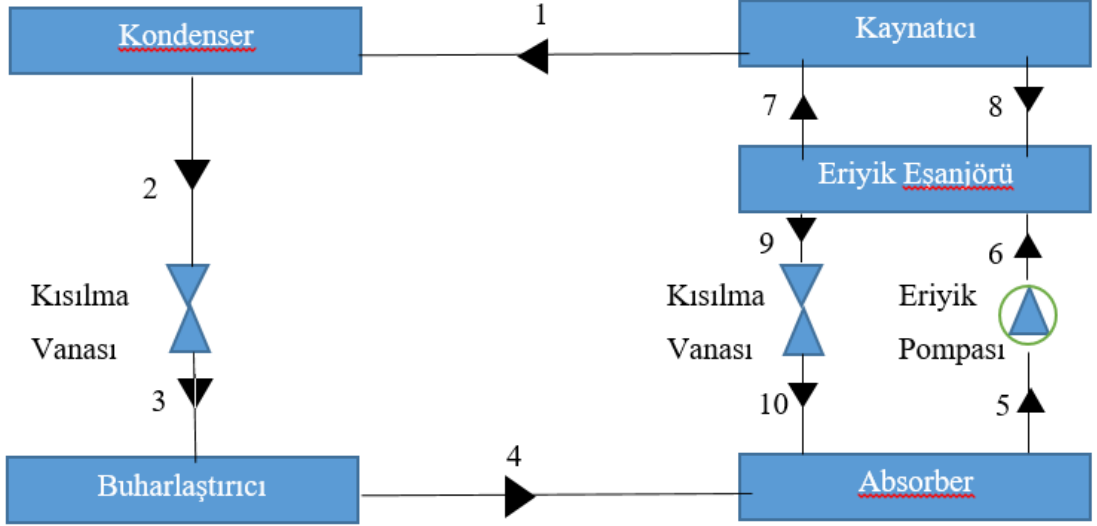
\dot{m} : kütle miktarı (kg/s)

h : özgül entalpiyi ifade etmektedir.

Absorbsiyonlu bir soğutma sistemini termodinamik açıdan inceleyebilmek için sistem üzerinde bulunan her bir sistem elemanının giriş ve çıkışlarındaki akışkanın özgül entalpi ve kütleli debilerinin bilinmesi gerekmektedir. Sistem elemanlarının giriş ve çıkışlarındaki basınç ve sıcaklık değerleri kolaylıkla ölçüle bilmektedir. Bunun sonucunda sistemde dolaşan akışkanın her noktadaki özgül entalpisini hesaplamak mümkün olmaktadır. Entalpinin hesaplanabilmesi için özgül entalpinin yanında kütleli debiye de ihtiyaç duyulmaktadır. Kütleli debinin tespit edilip hesaplamaların yapılabilmesi için sistem üzerinde dolaşan soğutucu akışkanın debisi, zengin ve fakir eriyiklerin debisinin ayrı ayrı bulunması gerekmektedir.

Termodinamik analizlerin daha kolay çıkartılabilmesi ve anlaşılabilmesi için çıkarımların yapılacağı tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi, bu şematik gösterim üzerinde sistem elemanlarına giren ve çıkan bütün soğutucu akışkan debileri, yine bu sisteme dışarıdan verilen ısı enerjisi ve dışarıya atılan ısı enerjileri, sisteme dışarıdan giren iş enerjisi Şekil 3.1' de ayrıntılı olarak görülmektedir. Şekil 3.1' de

görüldüğü üzere bu sistemlerde bir adet kaynatıcı, bir adet eriyik eşanjörü, bir adet yoğuşturucu, bir adet eriyik pompası, bir adet buharlaştırıcı, bir adet absorber ve bir adet kısılma vanası mevcuttur. Bu sistemlerde çeşitli prosesler sonucunda açığa çıkan ısı enerjisi kaynatıcıda kullanılmaktadır. Bu şekilde bir verim artışı amaçlanmaktadır.



Şekil 3.1 Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi işleyiş şeması.

Şekil 3.1’de görülen tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde, kaynatıcı üzerinden sisteme dışarıdan bir ısı enerjisi verilmektedir. Kondenserden ise dış ortama ısı enerjisi atılmaktadır. LiBr-H₂O çifti kullanılan absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizlerin yapılabilmesi için sistem üzerinde ki tüm elemanlar incelenmektedir.

LiBr-H₂O Kaynatıcı Analizi

Kaynatıcıyı Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem (SASA) olarak ele alınmaktadır. Kaynatıcının işleyiş şeması Şekil 3.2’de gösterilmektedir ve kaynatıcı üzerinde süreklilik denklemi uygulandığında;

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

Aynı zamanda kaynatıcı üzerindeki LiBr dengesi;

$$\dot{m}_7 \cdot X_7 = \dot{m}_8 \cdot X_8 \quad (3.5)$$

Burada;

\dot{m}_7 : fakir eriğin debisi (kg/s)

\dot{m}_8 : zengin eriğin debisi (kg/s)

X_7 : fakir eriğin konsantrasyonu (%)

X_8 : zengin eriğin konsantrasyonu (%) ifade etmektedir.



Şekil 3.2 Kaynatıcı işleyiş şeması.

Kaynatıcı üzerinde ki LiBr dengesinin incelendiği denklem 3.5'e süreklilik denklemi uygulandığında;

$$(\dot{m}_8 + \dot{m}_1) \cdot X_7 = \dot{m}_8 \cdot X_8 \quad \blacktriangleright \quad \dot{m}_1 \cdot X_7 = \dot{m}_8 \cdot (X_8 - X_7) \quad (3.6)$$

şeklini almaktadır.

Bu sistemlerde, sistem ekipmanlarının kapasitelerinin hesaplanabilmesi için dolaşım oranı ifadesinden yararlanılmaktadır.

$$f = \frac{\text{Zengin eriyik debisi}}{\text{Soğutucu akışkan debisi}} = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_1} \quad (3.7)$$

Burada ;

f : dolaşım oranını ifade etmektedir.

Kaynatıcı için uygulanmış olan süreklilik denklemini \dot{m}_1 ile sadeleştirildiğinde,

$$\frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = f + 1 \quad (3.8)$$

ifadesi oluşmaktadır.

Sistem üzerindeki sıcaklık ve basınç büyüklükleri bilindiğinde istenilen bütün yerler için konsantrasyon değerleri hesaplanabilmektedir.

Kaynatıcı üzerinde termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında;

$$\Sigma\dot{Q} - \Sigma\dot{W} = \Sigma\dot{H}_c - \Sigma\dot{H}_g \quad (3.9)$$

Kaynatıcı üzerinde giren veya çıkan bir iş bulunmadığından $\Sigma\dot{W}$ sifıra eşit olmaktadır. Bu durumda Denklem 3.9 şu ifadeyi almaktadır,

$$Q_{kaynatıcı} = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad (3.10)$$

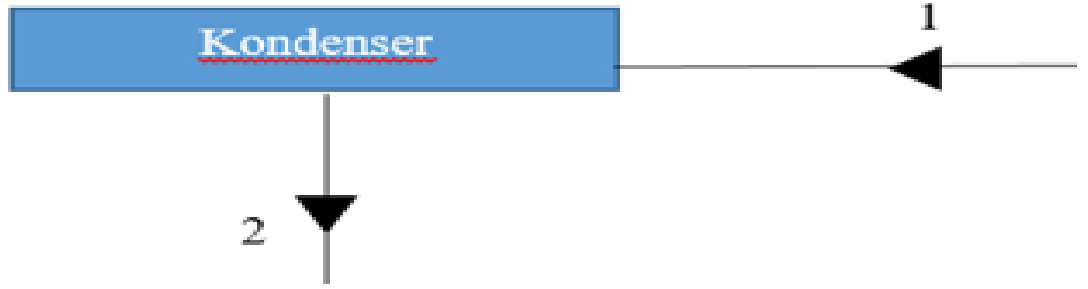
Denklemini \dot{m}_1 ile sadeleştirdiğimizde,

$$q_{kaynatıcı} = \frac{Q_{kaynatıcı}}{\dot{m}_1} = h_1 + f \cdot h_8 - (f + 1) \cdot h_7 \quad (3.11)$$

olarak ifade edilmektedir.

LiBr-H₂O Yoğuşturucu Analizi

Soğutucu akışkan üzerindeki fazla ısının soğutma sisteminden dış ortama atılmak suretiyle uzaklaştırılmasına yardımcı olan sistem elemanı yoğuşturucu (kondenser) olarak isimlendirilmektedir. Temel olarak bir ısı değıştiricisi olarak görev yapmaktadır. Yoğuşturucu üzerinde giren kütle ve enerji giriş çıkışları Şekil 3.3’ de yoğuşturucu işleyiş şemasında gösterilmektedir.



Şekil 3.3 Yoğuşturucu (Kondenser) işleyiş şeması.

Yoğuşturucu üzerinde herhangi bir basınç değışimi oluşmamaktadır. Yoğuşturucuda sadece dış ortama atılan ısı çıkışı gerçekleşmektedir. Yoğuşturucu üzerine termodinamiğin I. Kanununun ve süreklilik denklemleri uygulandığında,

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

$$Q_{yoğuşturucu} = H_2 - H_1 = \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad (3.13)$$

ifadesi oluşmaktadır.

3.3’ de görüldüğü gibi yoğuşturucuya giren \dot{m}_1 ile yoğuşturucudan çıkan \dot{m}_2 kütleleri bir birlerine eşit olmaktadır. Denklem 3.13’ in her tarafı \dot{m}_1 kütlelerine bölüldüğünde,

$$q_{yoğuşturucu} = \frac{Q_{yoğuşturucu}}{\dot{m}_1} = h_2 - h_1 \quad (3.14)$$

ifadesi oluşmaktadır.

LiBr-H₂O Buharlaştırıcı Analizi

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde buharlaştırıcının (evaporatör) görevi soğutulmak istenilen hacmin ısısını soğutucu akışkana aktarmasını sağlayarak, hacmin sıcaklığını düşürmektir. Kısılma vanasından geçerek alçak basınç bölgesine geçen soğutucu akışkan bu esnada düşen basınç değeri ile birlikte sıcaklık değerini de düşürüp buharlaştırıcıya sıvı fazda ulaşmaktadır. Buharlaştırıcıda soğutulacak olan hacmin ısısı soğutucu akışkana geçmekte ve bu esnada sıvı fazda olan soğutucu akışkan hal değişimine maruz kalarak gaz fazına geçmektedir. Soğutulacak hacmin ısısını gizli ısı olarak bünyesine alarak gaz fazına geçen soğutucu akışkan buharlaştırıcıyı tamamen gaz fazında terk etmektedir. Buharlaştırıcı üzerinde giren ve çıkan soğutucu akışkan kütleli debileri Şekil 3.4' de buharlaştırıcı işleyiş şemasında gösterilmektedir.



Şekil 3.4 Buharlaştırıcı (Evaporatör) işleyiş şeması.

Buharlaştırıcı üzerinde herhangi bir iş girişi olmadığından dolayı $\sum \dot{W} = 0$ olmaktadır. Buharlaştırıcıya soğutulacak hacimden çekilen ısı girişi gerçekleşmektedir. Buharlaştırıcıya giren \dot{m}_3 ve \dot{m}_4 soğutucu akışkan kütleleri bir birlerine eşit olmaktadır. Buharlaştırıcıda soğutulacak hacimden çekilen ısı miktarı soğutma yükü olarak adlandırılmaktadır. Buharlaştırıcı üzerine süreklilik denklemi ve termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında,

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (3.15)$$

$$Q_{buharlaştırıcı} = H_4 - H_3 = \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad (3.16)$$

ifadeleri oluşmaktadır. Burada denklemi \dot{m}_1 soğutucu akışkan kütleli debisiyle sadeleştirildiğinde,

$$q_{buharlaştırıcı} = \frac{Q_{buharlaştırıcı}}{\dot{m}_1} = h_4 - h_3 \quad (3.17)$$

ifadesi oluşmaktadır.

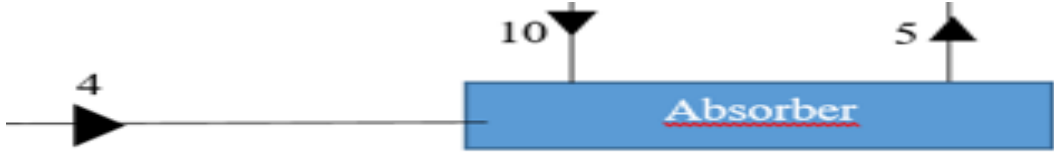
LiBr-H₂O Absorber Analizi

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin termik kompresör olarak isimlendirilen sistem kümesinin ilk elemanı absorberdir. Absorber bünyesinde absorbent ve soğurucu diye isimlendirilen iki akışkan bulunmaktadır. LiBr-H₂O çifti incelendiğinde burada LiBr absorbent olarak görev yapmaktadır.

Buharlaştırıcıdan soğutulacak ortamın ısını alan soğutucu akışkan absorbere gelip burada absorbent ile karışmaktadır. Sonrasında bu karışım eriyik pompası ile eriyik eşanjörüne oradan da kaynatıcıya gönderilmektedir.

Kaynatıcıdan aldığı ısı enerjisiyle ayrılan soğutucu akışkan soğutma çevrimine katılmakta, LiBr bakımından zenginleşen eriyik ise önce eriyik eşanjörüne ve sonrasında bir kısılma vanası yardımıyla absorbere geri dönmektedir.

Absorberin işleyiş şeması Şekil 3.5' de görölmektedir.



Şekil 3.5 Absorber işleyiş şeması.

Absorber üzerinde herhangi bir iş girişi olmadığından dolayı $\sum \dot{W} = 0$ olmaktadır. Burada absorber üzerine süreklilik denklemi ve termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında;

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_5 \quad (3.18)$$

$$Q_{absorber} = \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_{10} \cdot h_{10} \quad (3.19)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

Soğutma çevrimi üzerinden incelendiğinde $\dot{m}_1 = \dot{m}_4$, $\dot{m}_5 = \dot{m}_7$ ve $\dot{m}_8 = \dot{m}_{10}$ çıkarımları yapılmaktadır. Bu çıkarımlar göz önünde bulundurularak Denklem 3.19' in her iki tarafı da \dot{m}_1 ile sadeleştirildiğinde ifade,

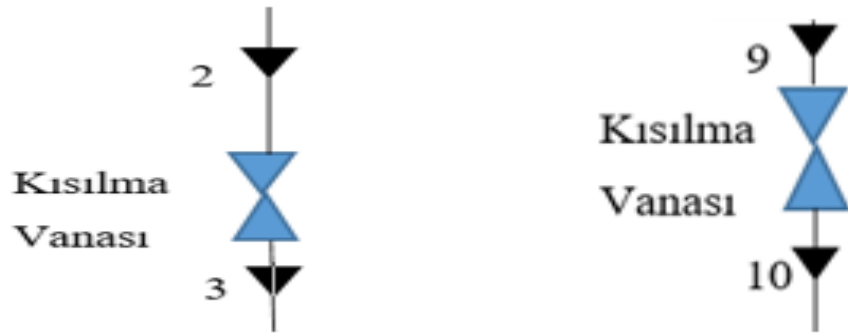
$$q_{absorber} = \frac{Q_{absorber}}{\dot{m}_1} = (f + 1) \cdot h_5 - h_4 - f \cdot h_{10} \quad (3.20)$$

şeklini almaktadır.

LiBr-H₂O Kısılma Vanası Analizi

Soğutma sistemindeki kısılma vanalarının (genleşme valfi) görevleri yüksek basınç bölgesindeki akışkanların basınçlarını alçak basınç bölgesindeki seviyeye indirmektir. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi üzerinde iki adet kısılma vanası bulunmaktadır. Bunlardan ilki yoğuşturucu çıkışında yüksek basınç bölgesinde bulunan soğutucu akışkanı buharlaştırıcı seviyesindeki alçak basınç seviyesine düşürme için

yoğuşturucu ile buharlaştırıcı arasında konulmaktadır. Diğeri ise eriyik eşanjörünün dönüşünde, yüksek basınç bölgesinde bulunan zengin eriyiğin absorber seviyesinde ki düşük basınç bölgesine indirmek için eriyik eşanjörü ile absorber arasında yerleştirilmektedir. Kısılma vanalarında herhangi bir enerji ve iş girişi olmadığından akışkanların iç enerjilerinde bir değişikliğe sebep olmamaktadır. Kısılma vanaların işleyiş şeması Şekil 3.6'da görülmektedir.



Şekil 3.6 Kısılma vanaları işleyiş şeması (Solda yoğuşturucu-buharlaştırıcı arasında, sağda eriyik eşanjörü-absorber arasında).

Kısılma vanaları üzerinde herhangi bir ısı ve iş girişi olmadığından dolayı $\sum \dot{Q}=0$ ve $\sum \dot{W}=0$ olmaktadır. Burada kısılma vanaları üzerine süreklilik denklemi uygulandığında sırasıyla;

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (3.21)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (3.22)$$

şeklini almaktadır.

LiBr-H₂O Eriyik Pompası Analizi

Absorbsiyonlu soğutma çevriminde kullanılan eriyik pompası absorber ile eriyik eşanjörü arasında bulunmaktadır. Eriyik pompasının görevi absorberde bulunan absorbent soğurucu karışımını kaynatıcıya gönderip soğutma sistemindeki sirkülasyonu sağlamaktır. Soğutma sistemine dışarıdan sadece eriyik pompası vasıtasıyla bir iş girişi olmaktadır. Sirkülasyonun sağlanması için dışarıdan eriyik pompasına verilen güç miktarı çok düşük seviyede olduğundan ötürü hesaplamalar yapılırken bu değer ihmal edilebilmektedir lakin hesaplamalarda dikkate alınması gerekmektedir. Aynı zamanda pompadaki entalpi değişimi de çok düşük seviyelerde olduğundan ötürü buradaki iki noktanın da entalpi değerleri bir birlerine yakın kabul edilmektedir. Eriyik pompasının işleyiş şeması Şekil 3.7’ de gösterilmektedir.



Şekil 3.7 Eriyik pompası işleyiş şeması.

Eriyik pompası üzerinde herhangi bir ısı girişi olmadığından dolayı $\sum \dot{Q} = 0$ olmaktadır. Pompada kullanılan güç miktarı Denklem 3.23’ de görüldüğü gibidir. Burada eriyik pompası üzerine süreklilik denklemi uygulandığında;

$$\sum \dot{W} = \dot{m}_6 \cdot (h_6 - h_5) \quad (3.23)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

LiBr-H₂O Eriyik Eşanjörü Analizi

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde termik kompresör çalışma grubunun sistem elamanlarından biri de eriyik eşanjöründen oluşmaktadır. Eriyik eşanjörü olmayan sistemlerde kullanılmakta olup eriyik eşanjörünün görevi kaynatıcıya giden düşük sıcaklıktaki fakir eriyik karışımına kaynatıcıdan dönen daha yüksek sıcaklıkta olan zengin eriyiğin ısısının bir kısmını aktarmasıyla bir ön ısıtma işlemi gerçekleştirmektedir. Bu ön ısıtma işlemi ile absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinde verim artışları gerçekleşmektedir (Aphornratana & Sriveerakul, 2007).

Eriyik eşanjörleri birer ısı değiştiricileri olup, farklı çeşitleri bulunmaktadır. Eşanjörlerin verimi eşanjörün etkenliği olarak adlandırılmaktadır. Eriyik eşanjörünün seçimine göre eşanjörü etkenlik değerleri değişmektedir. Eriyik eşanjörlerinin etkenliklerinin absorbsiyonlu soğutma sisteminin genel verimine etkisini incelendiği çalışmalarda oldukça yüksek verim artışları saptanmıştır (Saka, 2017).

Eriyik eşanjörünün işleyiş şeması Şekil 3.8’ de görülmektedir.



Şekil 3.8 Eriyik eşanjörü işleyiş şeması.

Eriyik eşanjörleri üzerinde herhangi bir ısı ve iş girişi olmadığından dolayı $\sum \dot{Q}=0$ ve $\sum \dot{W}=0$ olmaktadır. Eriyik eşanjörü üzerinde süreklilik denklemi ve termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında,

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_9 \quad (3.24)$$

$$Q_{eşanjör} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_8 h_8 \quad (3.25)$$

Burada denklemin her tarafını \dot{m}_1 ile sadeleştirdiğimizde,

$$q_{eşanjör} = \frac{Q_{eşanjör}}{\dot{m}_1} = f(h_9 - h_8) + (f + 1)(h_7 - h_6) \quad (3.26)$$

ifadeleri oluşmaktadır.

NH₃-H₂O Kaynatıcı Analizi

Amonyak-su eriyiğinin termodinamik analizleri yapılırken dikkat edilecek işleyiş şeması Lityum Bromür – su eriyiğinde de kullanılan Şekil 3.1’ de verilmiş olan işleyiş şeması esas alınmaktadır. Kaynatıcıyı Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem (SASA) olarak ele alınmaktadır. Kaynatıcının işleyiş şeması Şekil 3.2’ de gösterilmektedir ve kaynatıcı üzerinde süreklilik denklemi Denklem 3.4’de ki ile aynı olacaktır.

Aynı zamanda kaynatıcı üzerindeki NH₃ dengesi;

$$\dot{m}_7 \cdot X_7 = \dot{m}_8 \cdot X_8 + \dot{m}_1 \quad (3.27)$$

Burada;

\dot{m}_7 : zengin eriğin debisi (kg/s)

X_7 : zengin eriğin konsantrasyonu (%)

X_8 : fakir eriğin konsantrasyonu (%) ifade etmektedir.

Kaynatıcı üzerindeki NH₃ dengesinin incelendiği denklem 3.27’ye süreklilik denklemi uygulandığında;

$$(\dot{m}_7 - \dot{m}_1) \cdot X_8 + \dot{m}_1 = \dot{m}_7 \cdot X_7 \quad \blacktriangleright \quad \dot{m}_1 \cdot (1 - X_8) = \dot{m}_7 \cdot (X_7 - X_8) \quad (3.28)$$

şeklini almaktadır.

NH₃-H₂O eriyik çiftinde sistem ekipmanlarının kapasitelerini hesaplanabilmesi için dolaşım oranı ifadesi Denklem 3.29’da gösterildiği gibi değişmektedir.

$$f = \frac{\text{Zengin eriyik debisi}}{\text{Soğutucu akışkan debisi}} = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} \quad (3.29)$$

Burada ;

f : dolaşım oranını ifade etmektedir.

Kaynatıcı için uygulanmış olan süreklilik denklemini \dot{m}_1 ile sadeleştirildiğinde,

$$\frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_1} = f - 1 \quad (3.30)$$

ifadesi oluşmaktadır.

Sistem üzerindeki sıcaklık ve basınç büyüklükleri bilindiğinde istenilen bütün noktalar için konsantrasyon değerleri hesaplanabilmektedir.

Kaynatıcı üzerinde termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında;

$$\Sigma \dot{Q} - \Sigma \dot{W} = \Sigma \dot{H}_c - \Sigma \dot{H}_g \quad (3.31)$$

Kaynatıcı üzerinde giren veya çıkan bir iş bulunmadığından dolayı $\Sigma \dot{W} = 0$ eşit olmaktadır. Bu durumda Denklem 3.31 şu ifadeyi almaktadır,

$$Q_{kaynatıcı} = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad (3.32)$$

Denklemini \dot{m}_1 ile sadeleştirdiğimizde,

$$q_{kaynatıcı} = \frac{Q_{kaynatıcı}}{\dot{m}_1} = h_1 + (f - 1) \cdot h_8 - f \cdot h_7 \quad (3.33)$$

olarak ifade edilmektedir.

NH₃-H₂O Yoğuşturucu Analizi

Yoğuşturucu üzerinde giren kütle ve enerji giriş çıkışları Şekil 3.3' de yoğuşturucu işleyiş şemasında gösterilmektedir.

Yoğuşturucu üzerinde herhangi bir basınç değişimi oluşmamaktadır. Yoğuşturucuda sadece dış ortama atılan ısı çıkışı gerçekleşmektedir. Yoğuşturucu üzerine termodinamiğin I. Kanunun ve süreklilik denklemleri uygulandığında Denklem 3.12, Denklem 3.13 ve Denklem 3.14' de ki ifadeler NH₃-H₂O eriyiğine sahip absorpsiyonlu soğutma sistemi içinde geçerli olmaktadır.

NH₃-H₂O Buharlaştırıcı Analizi

Buharlaştırıcı üzerinde giren ve çıkan soğutucu akışkan kütleli debileri Şekil 3.4' de buharlaştırıcı işleyiş şemasında gösterilmektedir. Buharlaştırıcı üzerinde herhangi bir iş girişi olmadığından dolayı $\sum \dot{W} = 0$ olmaktadır. Buharlaştırıcıya soğutulacak hacimden çekilen ısı girişi gerçekleşmektedir. Buharlaştırıcıya giren \dot{m}_3 ve \dot{m}_4 soğutucu akışkan kütleleri birbirlerine eşit olmaktadır. Buharlaştırıcı üzerine süreklilik denklemi ve termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında Denklem 3.15, Denklem 3.16 ve Denklem 3.17' de ki ifadeler NH₃-H₂O eriyiğine sahip absorpsiyonlu soğutma sistemi içinde geçerli olmaktadır.

NH₃-H₂O Absorber Analizi

Absorber bünyesinde absorbent ve soğurucu diye isimlendirilen iki akışkan bulunmaktadır. NH₃-H₂O çifti incelendiğinde burada H₂O absorbent olarak görev yapmaktadır. Buharlaştırıcıdan soğutulacak ortamın ısını alan soğutucu akışkan absorbere gelip burada absorbent ile karışmaktadır. Sonrasında bu karışım eriyik pompası ile eriyik eşanjörüne oradan da kaynatıcıya gönderilmektedir. Kaynatıcıdan aldığı ısı enerjisiyle ayrılan soğutucu akışkan soğutma çevrimine katılmakta, NH₃ bakımından fakirleşen eriyik ise önce eriyik eşanjörüne ve sonrasında bir kısılma vanası yardımıyla absorbere geri dönmektedir. Absorberin işleyiş şeması Şekil 3.5' de görülmektedir.

Absorber üzerinde herhangi bir iş girişi olmadığından dolayı $\sum \dot{W} = 0$ olmaktadır. Burada absorber üzerine süreklilik denklemi ve termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında Denklem 3.18 ve Denklem 3.19' da ki ifadeler geçerli olmaktadır. Soğutma çevrimi üzerinden incelendiğinde $\dot{m}_1 = \dot{m}_4$, $\dot{m}_5 = \dot{m}_7$ ve $\dot{m}_8 = \dot{m}_{10}$ çıkarımları yapılmaktadır. Bu çıkarımlar göz önünde bulundurularak Denklem 3.19' in her iki tarafı da \dot{m}_1 ile sadeleştirildiğinde ifade,

$$q_{absorber} = \frac{Q_{absorber}}{\dot{m}_1} = f \cdot h_5 - h_4 - (f - 1) \cdot h_{10} \quad (3.34)$$

şeklini almaktadır.

NH₃-H₂O Kısılma Vanası Analizi

Kısılma vanalarında herhangi bir enerji ve iş giriş çıkışı olmadığından akışkanların iç enerjilerinde bir değişikliğe sebep olmamaktadır. Kısılma vanaların işleyiş şeması Şekil 3.6'da görülmektedir.

Kısılma vanaları üzerinde herhangi bir ısı ve iş girişi olmadığından dolayı $\sum \dot{Q} = 0$ ve $\sum \dot{W} = 0$ olmaktadır. Burada kısılma vanaları üzerine süreklilik denklemi uygulandığında Denklem 3.21 ve Denklem 3.22' de ki ifadeler geçerli olmaktadır.

NH₃-H₂O Eriyik Pompası Analizi

Sirkülasyonun sağlanması için dışarıdan eriyik pompasına verilen güç miktarı çok düşük seviyede olduğundan ötürü hesaplamalar yapılırken bu değer genellikle ihmal edilmekte ve hesaplamalara alınmamaktadır. Aynı zamanda pompadaki entalpi değişimi de çok düşük seviyelerde olduğundan ötürü buradaki iki noktanın da entalpi değerleri birbirlerine eşit kabul edilmektedir. Eriyik pompasının işleyiş şeması Şekil 3.7' de gösterilmektedir.

Eriyik pompası üzerinde herhangi bir ısı girişi olmadığından dolayı $\sum \dot{Q} = 0$ olmaktadır. Burada eriyik pompası üzerine süreklilik denklemi uygulandığında pompanın harcadığı güç miktarı Denklem 3.23’de ki ifade de görüldüğü gibi olmaktadır.

NH₃-H₂O Eriyik Eşanjörü Analizi

Eriyik eşanjörünün işleyiş şeması Şekil 3.8’ de görülmektedir. Eriyik eşanjörleri üzerinde herhangi bir ısı ve iş girişi olmadığından dolayı $\sum \dot{Q} = 0$ ve $\sum \dot{W} = 0$ olmaktadır. Eriyik eşanjörü üzerinde süreklilik denklemi ve termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında Denklem 3.24 ve Denklem 3.25’ de ki ifadeler geçerli olmaktadır. Denklem 3.25’ ün her iki tarafı \dot{m}_1 ile sadeleştirildiğinde,

$$q_{eşanjör} = \frac{Q_{eşanjör}}{\dot{m}_1} = f(h_7 - h_6) + (f - 1)(h_9 - h_8) \quad (3.35)$$

ifadeleri oluşmaktadır.

Soğutma Tesir Katsayısı (STK) ve Isıtma Tesir Katsayısı (ITK) Analizi

Soğutma tesir katsayısı, harcanılan birim enerji başına sağlanan soğutma olarak nitelendirilmektedir. Bu kavram soğutma sistemlerinde verim göstergesi olarak nitelendirilebilmektedir. Soğutma tesir katsayısı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, eldeki soğutma yükünün sisteme giren toplam enerjiye bölünmesi yöntemi ile elde edilmektedir. Burada soğutma yükü buharlaştırıcıda ortamdan çekilen ısı miktarını ifade etmektedir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde harcanılan enerjiler ise kaynatıcıya dışarıdan giren ısı enerjisi ve pompaya çok düşük miktarda verilen elektrik enerjisinden oluşmaktadır.

Soğutma tesir katsayısı;

$$STK = \frac{Q_{buharlaştırıcı}}{Q_{kaynatıcı} + W_{pompa}} \quad (3.36)$$

ifadesi ile hesaplanmaktadır.

Isıtma tesir katsayısı, harcanılan birim enerji başına yapılan ısıtma olarak nitelendirilmektedir. Isıtma tesir katsayısını hesaplarken, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde dış ortama atılan ısı enerjisi olarak yoğuşturucudan ve absorberden atılan ısılar dikkat çekmektedir. Yoğuşturucudan ve absorberden atılan ısıların toplamının sisteme dışarıdan enerji girişi olan kaynatıcıdan sisteme giren ısı enerjisine bölünmesiyle elde edilmektedir.

Isıtma tesir katsayısı;

$$ITK = \frac{Q_{yoğuşturucu} + Q_{absorber}}{Q_{kaynatıcı} + W_{pompa}} \quad (3.37)$$

ifadesi ile hesaplanmaktadır.

İki Kademeli LiBr-H₂O Yüksek Sıcaklıklı Kaynatıcı Analizi

Yüksek Sıcaklıklı Kaynatıcıyı Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem (SASA) olarak ele alınmaktadır. Yüksek Sıcaklıklı Kaynatıcının işleyiş şeması Şekil 2.15' de gösterilmektedir ve yüksek sıcaklıklı kaynatıcı üzerinde süreklilik denklemini uygulandığında;

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{15} \quad (3.38)$$

Aynı zamanda yüksek sıcaklıklı kaynatıcı üzerindeki LiBr dengesi;

$$\dot{m}_{14} \cdot X_{14} = \dot{m}_{15} \cdot X_{15} \quad (3.39)$$

Burada;

\dot{m}_{14} : fakir eriğin debisi (kg/s)

\dot{m}_{15} : zengin eriğin debisi (kg/s)

X_{14} : fakir eriğin konsantrasyonu (%)

X_{15} : zengin eriğin konsantrasyonu (%) ifade etmektedir.

Yüksek Sıcaklıklı Kaynatıcı üzerinde ki LiBr dengesinin incelendiği denklem 3.39'a süreklilik denklemi uygulandığında;

$$(\dot{m}_1 + \dot{m}_{15}) \cdot X_{14} = \dot{m}_{15} \cdot X_{15} \quad \blacktriangleright \quad \dot{m}_1 \cdot X_{14} = \dot{m}_{15} \cdot (X_{15} - X_{14}) \quad (3.40)$$

şeklini almaktadır.

Bu sistemlerde, sistem ekipmanlarının kapasitelerinin hesaplanabilmesi için dolaşım oranı ifadesinden yararlanılmaktadır.

$$f_{YSK} = \frac{\text{Zengin eriyik debisi}}{\text{Soğutucu akışkan debisi}} = \frac{\dot{m}_{15}}{\dot{m}_1} \quad (3.41)$$

Burada ;

f : dolaşım oranını ifade etmektedir.

Kaynatıcı için uygulanmış olan süreklilik denklemini \dot{m}_1 ile sadeleştirildiğinde,

$$\frac{\dot{m}_{14}}{\dot{m}_1} = f_{YSK} + 1 \quad (3.42)$$

ifadesi oluşmaktadır.

Sistem üzerindeki sıcaklık ve basınç büyüklükleri bilindiğinde istenilen bütün yerler için konsantrasyon değerleri hesaplanabilmektedir.

Kaynatıcı üzerinde termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında;

$$\Sigma \dot{Q} - \Sigma \dot{W} = \Sigma \dot{H}_c - \Sigma \dot{H}_g \quad (3.43)$$

Kaynatıcı üzerinde giren veya çıkan bir iş bulunmadığından $\sum \dot{W}$ sifira eşit olmaktadır. Bu durumda Denklem 3.43 şu ifadeyi almaktadır,

$$Q_{YSK} = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_{15} \cdot h_{15} - \dot{m}_{14} \cdot h_{14} \quad (3.44)$$

Denklemleri \dot{m}_1 ile sadeleştirdiğimizde,

$$q_{YSK} = \frac{Q_{YSK}}{\dot{m}_1} = h_1 + f_{YSK} \cdot h_{15} - (f_{YSK} + 1) \cdot h_{14} \quad (3.45)$$

olarak ifade edilmektedir.

İki Kademeli LiBr-H₂O Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcı Analizi

Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcıyı Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem (SASA) olarak ele alınmaktadır. Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcının işleyiş şeması Şekil 2.15' de gösterilmektedir ve düşük sıcaklıklı kaynatıcı üzerinde süreklilik denklemi uygulandığında;

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{11} \quad (3.46)$$

Aynı zamanda yüksek sıcaklıklı kaynatıcı üzerindeki LiBr dengesi;

$$\dot{m}_8 \cdot X_8 = \dot{m}_7 \cdot X_7 \quad (3.47)$$

Burada;

\dot{m}_7 : fakir eriğin debisi (kg/s)

\dot{m}_8 : zengin eriğin debisi (kg/s)

X_7 : fakir eriğin konsantrasyonu (%)

X_8 : zengin eriğin konsantrasyonu (%) ifade etmektedir.

Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcı üzerinde ki LiBr dengesinin incelendiği denklem 3.47'ye süreklilik denklemi uygulandığında;

$$(\dot{m}_{11} + \dot{m}_7). X_8 = \dot{m}_7. X_7 \quad \blacktriangleright \quad \dot{m}_{11}. X_8 = \dot{m}_7. (X_7 - X_8) \quad (3.48)$$

şeklini almaktadır.

Bu sistemlerde, sistem ekipmanlarının kapasitelerinin hesaplanabilmesi için dolaşım oranı ifadesinden yararlanılmaktadır.

$$f_{DSK} = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_{11}} \quad (3.49)$$

Burada ;

f : dolaşım oranını ifade etmektedir.

Kaynatıcı için uygulanmış olan süreklilik denklemini \dot{m}_F ile sadeleştirildiğinde,

$$\frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_{11}} = f_{DSK} + 1 \quad (3.50)$$

ifadesi oluşmaktadır.

Sistem üzerindeki sıcaklık ve basınç büyüklükleri bilindiğinde istenilen bütün yerler için konsantrasyon değerleri hesaplanabilmektedir.

Kaynatıcı üzerinde termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında;

$$\Sigma \dot{Q} - \Sigma \dot{W} = \Sigma \dot{H}_c - \Sigma \dot{H}_g \quad (3.51)$$

Kaynatıcı üzerinde giren veya çıkan bir iş bulunmadığından $\Sigma \dot{W}$ sifıra eşit olmaktadır. Bu durumda Denklem 3.51 şu ifadeyi almaktadır,

$$Q_{DSK} = \dot{m}_{11}. h_{11} + \dot{m}_8. h_8 - \dot{m}_7. h_7 \quad (3.52)$$

Denklemleri \dot{m}_F ile sadeleştirdiğimizde,

$$q_{DSK} = \frac{Q_{DSK}}{\dot{m}_{11}} = h_{11} + f_{DSK} \cdot h_8 - (f_{DSK} + 1) \cdot h_7 \quad (3.53)$$

olarak ifade edilmektedir.

İki Kademeli LiBr-H₂O Yoğuşturucu Analizi

Soğutucu akışkan üzerindeki fazla ısının soğutma sisteminden dış ortama atılmak suretiyle uzaklaştırılmasına yardımcı olan sistem elemanı yoğuşturucu (kondenser) olarak isimlendirilmektedir. Temel olarak bir ısı değiştiricisi olarak görev yapmaktadır. Yoğuşturucu üzerinde giren kütle ve enerji giriş çıkışları Şekil 2.15' de yüksek sıcaklıklı yoğuşturucu işleyiş şemasında gösterilmektedir.

Yoğuşturucu üzerinde herhangi bir basınç değişimi oluşmamaktadır. Yoğuşturucuda sadece dış ortama atılan ısı çıkışı gerçekleşmektedir. Yoğuşturucu üzerine termodinamiğin I. Kanununun ve süreklilik denklemleri uygulandığında,

$$Q_{yoğ} = H_2 - H_1 = \dot{m}_1 \cdot h_2 - \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad (3.54)$$

ifadesi oluşmaktadır.

Denklemin 3.54' ün her tarafı \dot{m}_1 kütesine bölüldüğünde,

$$q_{yoğ} = \frac{Q_{yoğ}}{\dot{m}_1} = h_2 - h_1 \quad (3.55)$$

ifadesi oluşmaktadır.

İki Kademeli LiBr-H₂O Buharlaştırıcı Analizi

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde buharlaştırıcının (evaporatör) görevi soğutulmak istenilen hacmin ısısını soğutucu akışkana aktarmasını sağlayarak, hacmin sıcaklığını düşürmektir. Kısılma vanasından geçerek alçak basınç bölgesine geçen soğutucu akışkan bu esnada düşen basınç değeri ile birlikte sıcaklık değerini de düşürüp buharlaştırıcıya sıvı fazda ulaşmaktadır. Buharlaştırıcıda soğutulacak olan hacmin ısısı soğutucu akışkana geçmekte ve bu esnada sıvı fazda olan soğutucu akışkan hal değişimine maruz kalarak gaz fazına geçmektedir. Soğutulacak hacmin ısısını gizli ısı olarak bünyesine alarak gaz fazına geçen soğutucu akışkan buharlaştırıcıyı tamamen gaz fazında terk etmektedir. Buharlaştırıcı üzerinde giren ve çıkan soğutucu akışkan kütleli debileri Şekil 2.15' de buharlaştırıcı işleyiş şemasında gösterilmektedir.

Buharlaştırıcı üzerinde herhangi bir iş girişi olmadığından dolayı $\sum \dot{W} = 0$ olmaktadır. Buharlaştırıcıya soğutulacak hacimden çekilen ısı girişi gerçekleşmektedir. Buharlaştırıcıda soğutulacak hacimden çekilen ısı miktarı soğutma yükü olarak adlandırılmaktadır. Buharlaştırıcı üzerine süreklilik denklemi ve termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında,

$$Q_{buharlaştırıcı} = H_4 - H_3 = \dot{m}_1 \cdot h_4 - \dot{m}_1 \cdot h_3 \quad (3.56)$$

ifadeleri oluşmaktadır. Burada denklemi \dot{m}_1 soğutucu akışkan kütleli debisiyle sadeleştirildiğinde,

$$q_{buharlaştırıcı} = \frac{Q_{buharlaştırıcı}}{\dot{m}_1} = h_4 - h_3 \quad (3.57)$$

ifadesi oluşmaktadır.

İki Kademeli LiBr-H₂O Kısılma Vanası Analizi

Soğutma sistemindeki kısılma vanalarının (genleşme valfi) görevleri yüksek basınç bölgesindeki akışkanların basınçlarını alçak basınç bölgesindeki seviyeye indirmektir. İki kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi üzerinde üç adet kısılma vanası bulunmaktadır.

Kısılma vanalarında herhangi bir enerji ve iş girişi olmadığından akışkanların iç enerjilerinde bir değişikliğe sebep olmamaktadır. Kısılma vanaların işleyiş şeması Şekil 2.15'de görülmektedir.

Kısılma vanaları üzerinde herhangi bir ısı ve iş girişi olmadığından dolayı $\sum \dot{Q}=0$ ve $\sum \dot{W}=0$ olmaktadır. Burada kısılma vanaları üzerine süreklilik denklemi uygulandığında sırasıyla;

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (3.58)$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} \quad (3.59)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (3.60)$$

şeklindedir.

İki Kademeli LiBr-H₂O Eriyik Pompası Analizi

Absorpsiyonlu soğutma çevriminde kullanılan eriyik pompası absorber ile eriyik eşanjörü arasında bulunmaktadır. Eriyik pompasının görevi absorberde bulunan absorbent soğurucu karışımını kaynatıcıya gönderip soğutma sistemindeki sirkülasyonu sağlamaktır. Soğutma sistemine dışarıdan sadece eriyik pompası vasıtasıyla bir iş girişi olmaktadır. Sirkülasyonun sağlanması için dışarıdan eriyik pompasına verilen güç miktarı çok düşük seviyede olduğundan ötürü hesaplamalar yapılırken bu değer ihmal edilebilmektedir lakin hesaplamalarda dikkate alınması gerekmektedir. Aynı zamanda pompadaki entalpi değişimi de çok düşük seviyelerde olduğundan ötürü buradaki iki

noktanın da entalpi değerleri bir birlerine yakın kabul edilmektedir. Eriyik pompasının işleyiş şeması Şekil 2.15' de gösterilmektedir.

Eriyik pompası üzerinde herhangi bir ısı girişi olmadığından dolayı $\sum \dot{Q} = 0$ olmaktadır. Pompada kullanılan güç miktarı Denklem 3.61 ve Denklem 3.62' de görüldüğü gibidir. Burada eriyik pompası üzerine süreklilik denklemi uygulandığında;

$$\sum \dot{W}_1 = \dot{m}_1 \cdot (h_6 - h_5) \quad (3.61)$$

$$\sum \dot{W}_2 = \dot{m}_1 \cdot (h_{13} - h_{12}) \quad (3.62)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

İki Kademeli LiBr-H₂O Eriyik Eşanjörü-1 Analizi

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde termik kompresör çalışma grubunun sistem elamanlarından biri de eriyik eşanjöründen oluşmaktadır. Eriyik eşanjörü olmayan sistemlerde kullanılmakta olup eriyik eşanjörünün görevi kaynatıcıya giden düşük sıcaklıktaki fakir eriyik karışımına kaynatıcıdan dönen daha yüksek sıcaklıkta olan zengin eriyiğin ısısının bir kısmını aktarmasıyla bir ön ısıtma işlemi gerçekleştirmektedir. Bu ön ısıtma işlemi ile absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinde verim artışları gerçekleşmektedir (Aphornratana & Sriveerakul, 2007).

Eriyik Eşanjörü-1'in işleyiş şeması Şekil 2.15' de görülmektedir.

Eriyik eşanjörleri üzerinde herhangi bir ısı ve iş girişi olmadığından dolayı $\sum \dot{Q} = 0$ ve $\sum \dot{W} = 0$ olmaktadır. Eriyik eşanjörü üzerinde süreklilik denklemi ve termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında,

$$Q_{EE1} = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_7 h_7 \quad (3.63)$$

ifadesi oluşmaktadır.

İki Kademeli Seri-1 Tip LiBr-H₂O Eriyik Eşanjörü-2 Analizi

Eriyik Eşanjörü-2'nin işleyiş şeması Şekil 2.15' de görülmektedir.

Eriyik eşanjörleri üzerinde herhangi bir ısı ve iş girişi olmadığından dolayı $\sum \dot{Q}=0$ ve $\sum \dot{W}=0$ olmaktadır. Eriyik eşanjörü üzerinde süreklilik denklemi ve termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında,

$$Q_{EE2} = \dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{15}h_{15} - \dot{m}_{16} \cdot h_{16} - \dot{m}_{14}h_{14} \quad (3.64)$$

ifadesi oluşmaktadır.

İki Kademeli LiBr-H₂O Absorber - 1 Analizi

Absorberin işleyiş şeması Şekil 2.15' de görülmektedir.

Absorber üzerinde herhangi bir iş girişi olmadığından dolayı $\sum \dot{W}=0$ olmaktadır. Burada absorber üzerine süreklilik denklemi ve termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında;

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_5 \quad (3.65)$$

$$Q_{absorber-1} = \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_{10} \cdot h_{10} \quad (3.66)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

Denklem 3.66' in her iki tarafı da \dot{m}_1 ile sadeleştirildiğinde ifade,

$$q_{absorber-1} = (f_{DSK} + 1)h_4 - (h_4) - f_{DSK} \cdot h_{10} \quad (3.67)$$

şeklini almaktadır.

$$Q_{absorber-2} = \dot{m}_{12} \cdot h_{12} - \dot{m}_{11} \cdot h_{11} - \dot{m}_{17} \cdot h_{17} \quad (3.68)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

Denklem 3.68' in her iki tarafı da \dot{m}_{11} ile sadeleştirildiğinde ifade,

$$q_{absorber-2} = (f_{YSK} + 1)h_{12} - (h_{11}) - f_{YSK} \cdot h_{17} \quad (3.69)$$

şeklini almaktadır.

İki Kademeli NH₃-H₂O Yüksek Sıcaklıklı Kaynatıcı Analizi

Yüksek Sıcaklıklı Kaynatıcıyı Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem (SASA) olarak ele alınmaktadır. Yüksek Sıcaklıklı Kaynatıcının işleyiş şeması Şekil 2.15' de gösterilmektedir ve yüksek sıcaklıklı kaynatıcı üzerinde süreklilik denklemi uygulandığında;

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{15} \quad (3.70)$$

Aynı zamanda yüksek sıcaklıklı kaynatıcı üzerindeki NH₃ dengesi;

$$\dot{m}_{14} \cdot X_{14} = \dot{m}_{15} \cdot X_{15} + \dot{m}_1 \quad (3.71)$$

Burada;

\dot{m}_{14} : zengin eriğin debisi (kg/s)

\dot{m}_1 : soğutucu akışkan debisi (kg/s)

X_{14} : zengin eriğin konsantrasyonu (%)

X_{15} : fakir eriğin konsantrasyonu (%) ifade etmektedir.

Yüksek Sıcaklıklı Kaynatıcı üzerinde ki NH₃ dengesinin incelendiği denklem 3.71'e süreklilik denklemi uygulandığında;

$$\dot{m}_{14} \cdot X_{14} = \dot{m}_{15} \cdot X_{15} + \dot{m}_1 \quad \blacktriangleright \quad \dot{m}_1 \cdot (1 - X_{14}) = \dot{m}_{15} \cdot (X_{14} - X_{15}) \quad (3.72)$$

şeklini almaktadır.

Bu sistemlerde, sistem ekipmanlarının kapasitelerinin hesaplanabilmesi için dolaşım oranı ifadesinden yararlanılmaktadır.

$$f_{YSK} = \frac{\text{Zengin eriyik debisi}}{\text{Soğutucu akışkan debisi}} = \frac{\dot{m}_{14}}{\dot{m}_1} \quad (3.73)$$

Burada ;

f : dolaşım oranını ifade etmektedir.

Kaynatıcı için uygulanmış olan süreklilik denklemini \dot{m}_1 ile sadeleştirildiğinde,

$$f_{YSK} = \frac{\dot{m}_{14}}{\dot{m}_1} = \frac{(1 - X_{15})}{(X_{14} - X_{15})} = \frac{\dot{m}_{15}}{\dot{m}_1} + 1 \quad (3.74)$$

ifadesi oluşmaktadır.

Sistem üzerindeki sıcaklık ve basınç büyüklükleri bilindiğinde istenilen bütün yerler için konsantrasyon değerleri hesaplanabilmektedir.

Kaynatıcı üzerinde termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında;

$$\Sigma \dot{Q} - \Sigma \dot{W} = \Sigma \dot{H}_c - \Sigma \dot{H}_g \quad (3.75)$$

Kaynatıcı üzerinde giren veya çıkan bir iş bulunmadığından $\Sigma \dot{W}$ sifıra eşit olmaktadır. Bu durumda Denklem 3.75 şu ifadeyi almaktadır,

$$Q_{YSK} = m_1 \cdot h_1 + m_{15} \cdot h_{15} - m_{14} \cdot h_{14} \quad (3.76)$$

Denklemi m_1 ile sadeleştirdiğimizde,

$$q_{YSK} = \frac{Q_{YSK}}{m_1} = h_1 + (f_{YSK} - 1) \cdot h_{15} - f_{YSK} \cdot h_{14} \quad (3.77)$$

olarak ifade edilmektedir.

İki Kademeli NH₃-H₂O Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcı Analizi

Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcıyı Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem (SASA) olarak ele alınmaktadır. Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcının işleyiş şeması Şekil 2.15' de gösterilmektedir ve düşük sıcaklıklı kaynatıcı üzerinde süreklilik denklemi uygulandığında;

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{11} \quad (3.78)$$

Aynı zamanda yüksek sıcaklıklı kaynatıcı üzerindeki NH₃ dengesi;

$$\dot{m}_8 \cdot X_8 = \dot{m}_7 \cdot X_7 + \dot{m}_{11} \quad (3.79)$$

Düşük Sıcaklıklı Kaynatıcı üzerinde ki NH₃ dengesinin incelendiği denklem 3.79'a süreklilik denklemi uygulandığında;

$$(\dot{m}_{11} + \dot{m}_7) \cdot X_8 = \dot{m}_7 \cdot X_7 + \dot{m}_{11} \quad \blacktriangleright \quad \dot{m}_{11} \cdot (X_8 - 1) = \dot{m}_7 \cdot (X_7 - X_8) \quad (3.80)$$

şeklini almaktadır.

Bu sistemlerde, sistem ekipmanlarının kapasitelerinin hesaplanabilmesi için dolaşım oranı ifadesinden yararlanılmaktadır.

$$f_{DSK} = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_{11}} \quad (3.81)$$

Burada ;

f : dolaşım oranını ifade etmektedir.

Kaynatıcı için uygulanmış olan süreklilik denklemini \dot{m}_{11} ile sadeleştirildiğinde,

$$\frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_{11}} = f_{DSK} - 1 \quad (3.82)$$

ifadesi oluşmaktadır.

Sistem üzerindeki sıcaklık ve basınç büyüklükleri bilindiğinde istenilen bütün yerler için konsantrasyon değerleri hesaplanabilmektedir.

Kaynatıcı üzerinde termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında;

$$\Sigma\dot{Q} - \Sigma\dot{W} = \Sigma\dot{H}_c - \Sigma\dot{H}_g \quad (3.83)$$

Kaynatıcı üzerinde giren veya çıkan bir iş bulunmadığından $\Sigma\dot{W}$ sifıra eşit olmaktadır.

Bu durumda Denklem 3.83 şu ifadeyi almaktadır,

$$Q_{DSK} = \dot{m}_{11} \cdot h_{11} + \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad (3.84)$$

Denklemini \dot{m}_{11} ile sadeleştirdiğimizde,

$$q_{DSK} = \frac{Q_{DSK}}{\dot{m}_{11}} = h_{11} + (f_{DSK} - 1) \cdot h_8 - f_{DSK} \cdot h_7 \quad (3.85)$$

olarak ifade edilmektedir.

İki Kademeli NH₃-H₂O Yoğuşturucu Analizi

LiBr-H₂O kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan Denklem 3.54 ve 3.55' deki ifadeler NH₃-H₂O kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde de geçerlidir.

İki Kademeli NH₃-H₂O Buharlaştırıcı Analizi

LiBr-H₂O kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan Denklem 3.56 ve 3.57' daki ifadeler NH₃-H₂O kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde de geçerlidir.

İki Kademeli NH₃-H₂O Kısılma Vanası Analizi

LiBr-H₂O kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan Denklem 3.58 , 3.59 ve 3.60' deki ifadeler NH₃-H₂O kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde de geçerlidir.

İki Kademeli NH₃-H₂O Eriyik Pompası Analizi

LiBr-H₂O kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan Denklem 3.61 ve 3.62' deki ifadeler NH₃-H₂O kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde de geçerlidir.

İki Kademeli NH₃-H₂O Eriyik Eşanjörü-1 Analizi

LiBr-H₂O kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan Denklem 3.63' deki ifadeler NH₃-H₂O kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde de geçerlidir.

İki Kademeli NH₃-H₂O Eriyik Eşanjörü-2 Analizi

LiBr-H₂O kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan Denklem 3.64' deki ifadeler NH₃-H₂O kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde de geçerlidir.

İki Kademeli Seri-1 Tip NH₃-H₂O Absorber Analizi

LiBr-H₂O kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan Denklem 3.65, 3.66 ve 3.68 deki ifadeler NH₃-H₂O kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde de geçerlidir.

$$q_{absorber-1} = (f_{DSK})h_5 - (h_4) - f_{DSK} \cdot h_{10} \quad (3.86)$$

şeklini almaktadır.

Denklem 3.68' in her iki tarafı da \dot{m}_{11} ile sadeleştirildiğinde ifade,

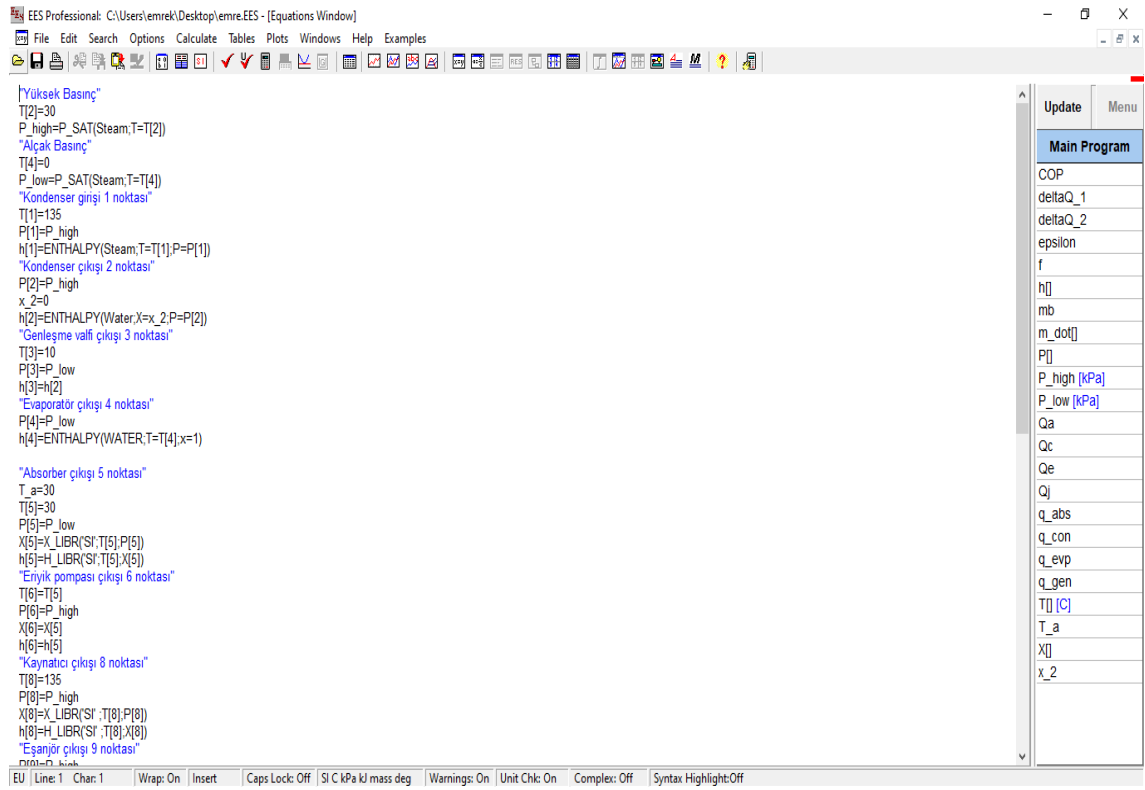
$$q_{absorber-2} = (f_{YSK})h_{12} - (h_{11}) - (f_{YSK} - 1) \cdot h_{17} \quad (3.87)$$

şeklini almaktadır.

3.2. EES (Engineering Equation Solver) ile Çözümler

EES (Engineering Equation Solver) programı enerji ve termodinamik alanında kullanılan çeşitli matematiksel denklemleri hesaplamak için sıklıkla tercih edilen içerisinde çeşitli termodinamik verilerin yer aldığı kütüphaneler bulunan bir çözümleme programıdır. Program içerisinde çeşitli malzeme özellikleri, çeşitli maddelerin termodinamik özellikleri, soğutma çevrimlerinin simülasyonları ve farklı özellikler bulunmaktadır. EES programı Newton Raphson yöntemine göre çalışmaktadır.

EES programı açıldığında boş bir sayfa gelmekte ve çözümlene yapacağımız denklemler bu sayfa üzerine yazılmaktadır. İhtiyaç duyulan malzeme özellikleri ve fonksiyonlar program kütüphanesinden çekilerek getirilebilmektedir. Programın çözüme ulaştırılabilmesi için denklem sayısı ve bilinmeyen sayıları bir birine eşit olmalıdır. Çözümlerin yeterli doğrulukta olabilmeleri için başlangıç değerlerinin de çözüm ekranına girilmesi gerekmektedir. Yapılan çözümler sonucunda elde edilen değerler, tablolar ve grafikler şeklinde alınabilmektedir. EES (Engineering Equation Solver) programı denklem yazma (çözümleme) ekranı Şekil 3.9’ da görülmektedir.

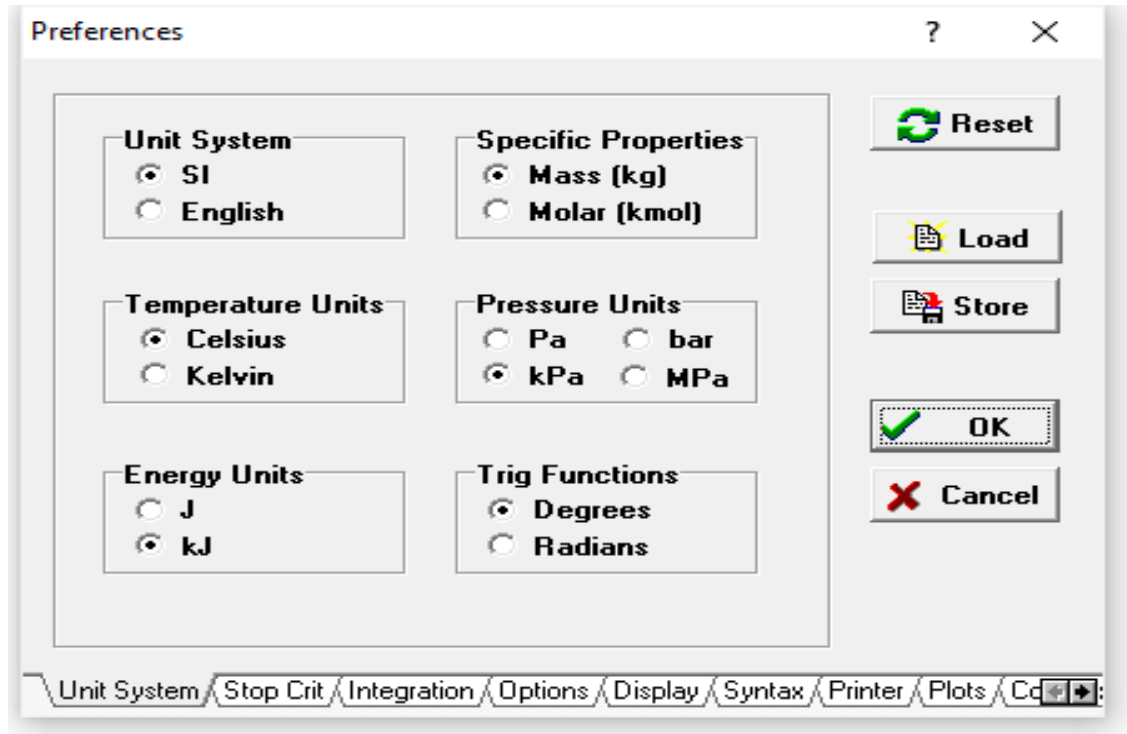


Şekil 3.9 EES (Engineering Equation Solver) çözümlene ekranı.

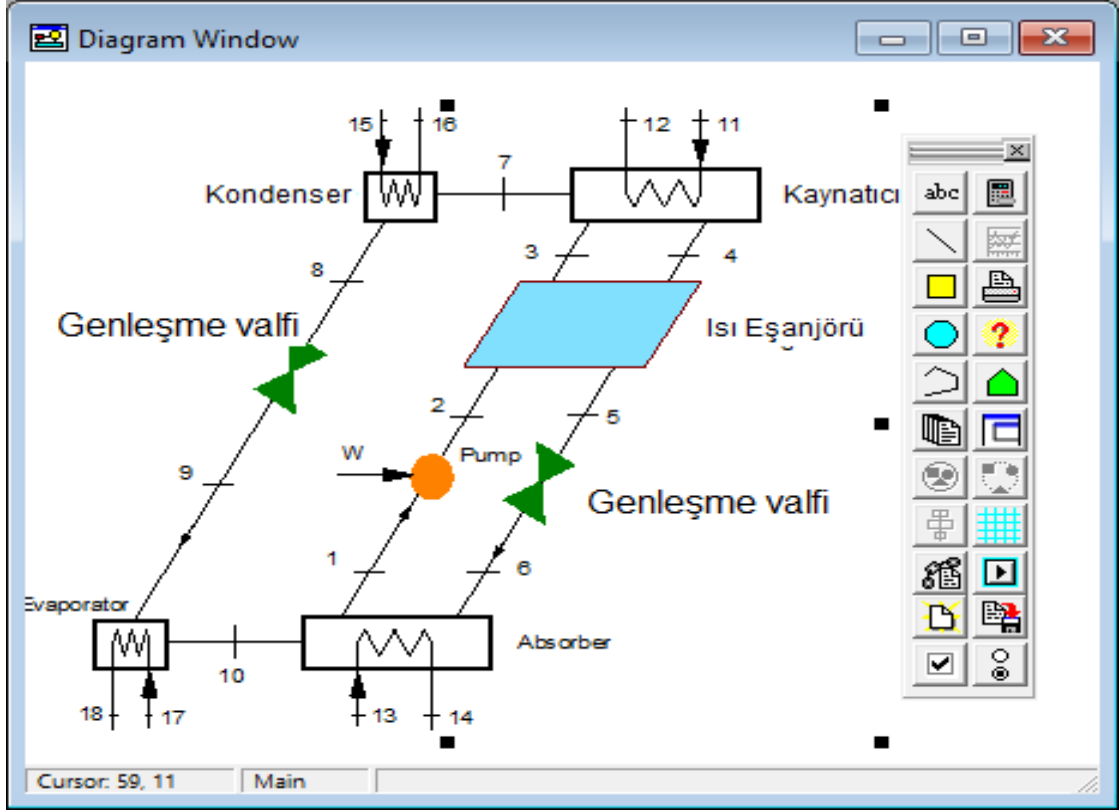
Burada Bölüm 3.1.’de yapılan çıkarımların her biri uygun şekilde girilmektedir. Girilen ifadelerde kullanılan termodinamik kısaltmaların her biri programa tanıtılmaktadır. Bu eşitliklerde gerekli olan termodinamik özellikler ve tablolar program kütüphanesinden çağırılmaktadır.

Programa girilen ifadeler hangi birim sisteminde kullanılmak isteniyorsa o birim sisteminin seçimi yapılmaktadır. Bu tez çalışmasındaki çözümlerlerde SI birim sistemi tercih edilmiştir. Programda kullanılan birim sistemleri seçim ekranı Şekil 3.10' da gösterilmektedir.

Programa hesaplama yapılacak olan soğutma çevriminin işleyiş şeması da çevrimlerin kolay anlaşılabilmesi için eklenebilmektedir. Şekil 3.11' de program içerisindeki çizim penceresi görülmektedir. Burada örnek bir ısı değiştiricili tek kademeli bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin işleyiş şemasının simüle edildiği görülmektedir.

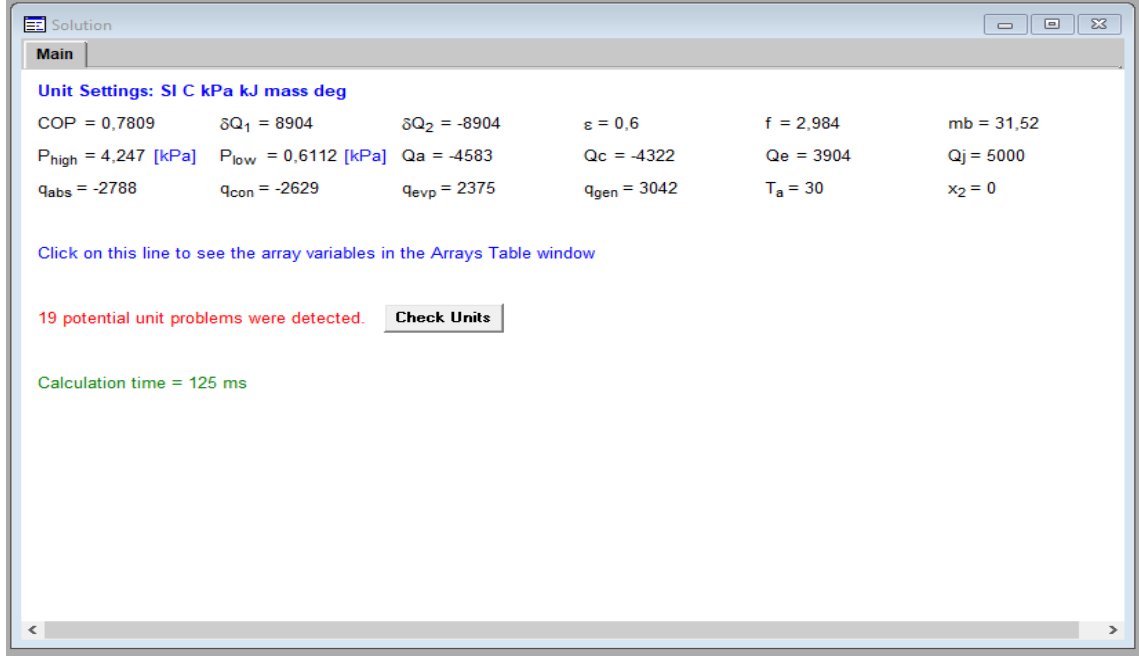


Şekil 3.10 EES (Engineering Equation Solver) birim tercih ekranı.



Şekil 3.11 EES (Engineering Equation Solver) çizim penceresi.

Tüm ifadeler girildikten sonra program çalıştırılmaktadır ve istenilen değerlerin çözümlenmesi yapılmaktadır. Elde edilen veriler sonuç ekranında görülmektedir. Şekil 3.12' de örnek bir sonuç penceresi görülmektedir.



Şekil 3.12 EES (Engineering Equation Solver) sonuç penceresi.

Çözümleme yapılırken soğutma çevriminin tüm noktalarında elde edilen termodinamik veriler bir tablo vasıtasıyla okunabilmektedir. Şekil 3.13’ de tüm noktalarının termodinamik özelliğini gösteren örnek bir tablo penceresi görülmektedir.

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|------|-------|-------------|--------|--------------|-------|
| Sort | h_i | \dot{m}_i | P_i | T_i [C] | X_i |
| [1] | 2755 | 1,644 | 4,247 | 135 | |
| [2] | 125,7 | 1,644 | 4,247 | 30 | |
| [3] | 125,7 | 1,644 | 0,6112 | 10 | |
| [4] | 2501 | 1,644 | 0,6112 | 0 | |
| [5] | 77,1 | 4,905 | 0,6112 | 30 | 56,06 |
| [6] | 77,1 | 4,905 | 4,247 | 30 | 56,06 |
| [7] | 214,1 | 4,905 | 4,247 | 97,11 | 56,06 |
| [8] | 382 | 3,261 | 4,247 | 135 | 84,32 |
| [9] | 199,1 | 3,261 | 4,247 | 45,4 | 84,32 |
| [10] | 199,1 | 3,261 | 0,6112 | 45,4 | 84,32 |

Şekil 3.13 EES (Engineering Equation Solver) tablo penceresi.

3.3. Bölgesel Isıtma Yapılan Isı Merkezinden Verilerin Elde Edilmesi

Bölgesel ısıtma ile ısı ihtiyacı giderilmekte olan kampüsün ısı merkezinde üç adet Viessmann Vitomax 200 HS tip buhar kazanı bulunmaktadır. Isı ihtiyacının karşılanabilmesi için kış aylarında iki adet kazan çalıştırılmaktadır. Üçüncü kazan yedek olarak bekletilmektedir. Herhangi bir arıza durumunda veya bakım faaliyeti esnasında yedek buhar kazanı devreye alınmaktadır. Ayrıca ısı ihtiyacının arttığı dönemlerde üçüncü kazan da yine devreye alınarak ısı ihtiyacının karşılamaya yönelik çalıştırılmaktadır.

Buhar kazanları içerisinde bulunan primer ısı taşıyıcı akışkan, brülörde uygun oranda karıştırılan yakıt hava karışımını pülverize edilmesi ile birlikte yakılmakta ve kimyasal tepkime sonrası açığa çıkan ısı ile birlikte ısıtılmakta ve buhar haline getirilmektedir (Büyükkakın, 2019).

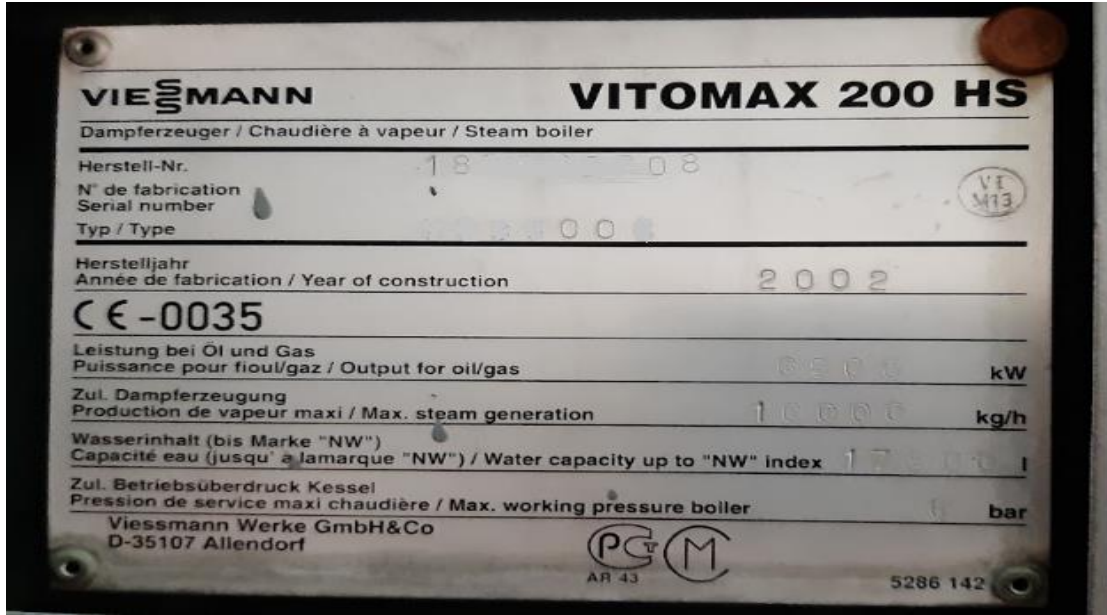
Buhar fazına geçen primer devre akışkanı sirkülasyon pompaları vasıtasıyla taşıdığı ısıyı sekonder devre akışkanlarına iletmek üzere eşanjör odalarına gönderilmektedir. Üretilen primer devre akışkanını bölgesel ısıtmada ısıtılacak çeşitli bölgelere göndermek üzere beş adet sirkülasyon pompası çalışmaktadır.

Eşanjör merkezlerinde primer devre ile sekonder devre arasında ısı geçişi tamamlandıktan sonra kondens durumuna geçen primer devre akışkanı ısı merkezinde bulunan kondens tankına ulaşmakta ve devreyi tamamlamak üzere buhar kazanına gönderilmektedir.

Sistem üzerinde bulunan kaçaklar ve çeşitli sebepler dolayısıyla primer devre üzerinde azalan primer devre akışkanını tamamlamak üzere şehir şebekesinden taze su temin edilmektedir. Bu suyun ısıtma sistemine uygun hale getirilebilmesi için su yumuşatma cihazına girmesi ve burada çeşitli işlemler ile birlikte suyun sertliğinin ve kimyasal özelliği sistem için uyumlu hale getirilmektedir.

Isıtma sisteminde kullanılmakta olan Viessmann Vitomax 200 HS tip buhar kazanı 17800 litre su kapasitesine sahip olmaktadır. Ayrıca kazan saatlik olarak 10000 kg/h buhar

üretebilmektedir. Her bir kazanın 6500 kW'lık enerji üretim kapasitesine sahip olduğu bilinmektedir. Kazan kapasitelerini gösteren bilgiler Şekil 3.14' de gösterilmektedir. Verilerin temin edildiği firma tarafından cihazın seri numarasının kapatılması istenildiğinden ötürü buhar kazanının seri numarası bölümünün bir kısmının üstü kapatılmıştır.

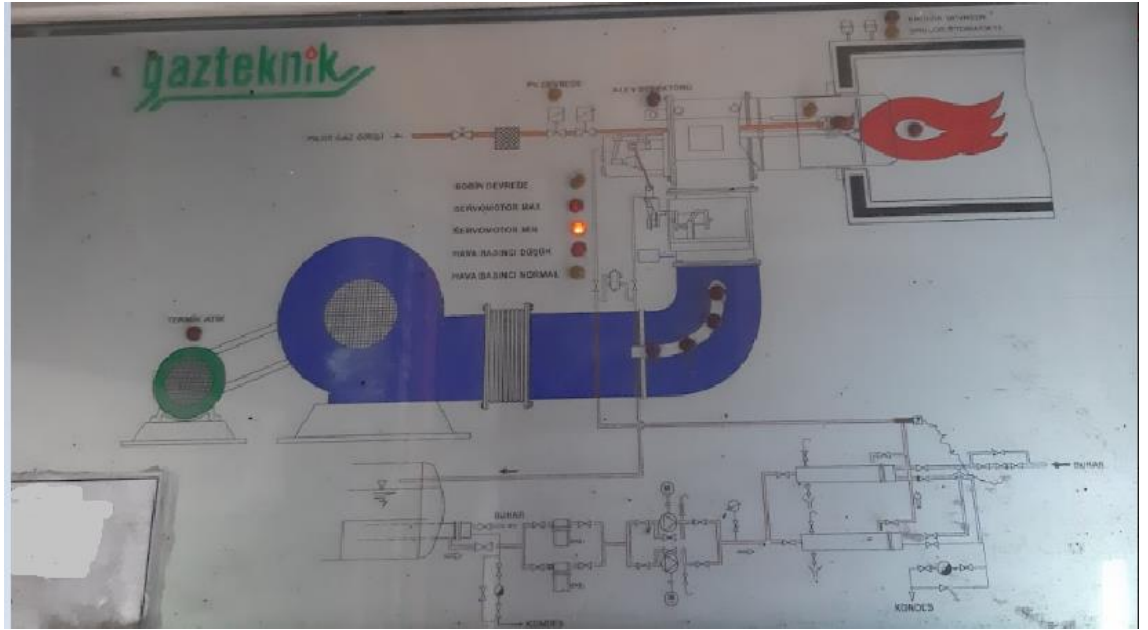


Şekil 3.14 Viessmann Vitomax 200 HS kapasite bilgileri.

Viessmann Vitomax 200 HS buhar kazanında kullanılmakta olan brülörün çalışması Şekil 3.15' de gösterilen kontrol paneli üzerinde gerçekleştirilmektedir. Brülörler buhar kazanlarının en önemli parçalarının başında gelmekte olan ve yakıt hava karışımını istenilen oranda karıştırıp pülverize bir şekilde kazan içerisine göndererek yanma işlemini gerçekleştirmektedirler. Brülörler yanma işlemini hassas bir şekilde gerçekleştirmektedir ve sıklıkla arızalanabilmektedir. Kontrol paneli üzerinde oluşan arızaların nereden kaynaklandığını gösteren bir uyarı ikaz sistemi bulunmaktadır. Şekil 3.16' da arıza ikaz sistemi görülmektedir.



Şekil 3.15 Brülör kontrol paneli.



Şekil 3.16 Brülör arıza ikaz sistemi.

Şekil 3.15 ve 3.16' da firma tarafından şekil üzerinde görülmesinin istenilmediği yerler kapatılmıştır.

Brülörde yanma işleminin başlaması ile birlikte yanmaya başlayan yakıt hava karışımı çelik konstrüksiyondan imal edilmiş olan kazanın gövde kısmında bulunan cehennemliğe

ulaşmaktadır. Burada yanma işlemi ile birlikte açığa çıkan ısı primer devre akışkanına geçmektedir. Şekil 3.17’ de Viessmann Vitomax 200 HS tip buhar kazanı görülmektedir.



Şekil 3.17 Viessmann Vitomax 200 HS buhar kazanı

Yanma işleminin tamamlanması ile birlikte açığa çıkan egzoz gazları bir baca sistemiyle atmosfere bırakılmaktadır. Burada atılan egzoz gazı ile ilgili sensörler tarafından ölçülen değerler baca gazı takip ekranından görülmektedir. Baca gazı takip ekranı Şekil 3.18’ de görülmektedir. Burada baca gazı sıcaklığının ne kadar olduğu ölçülebilmektedir. Sistem tam kapasite ile çalıştırıldığı esnada ısı merkezinin bacalarında ölçülen sıcaklık değeri 170 °C ile 192 °C arasında değişmektedir.



Şekil 3.18 Baca gazı takip cihazı.

Kazan suyunda eksiklik oluştuğunda sisteme şehir şebekesinden takviye edilen suyun yumuşatma işlemini gerçekleştiren su yumuşatma cihazı Şekil 3.19’ da gösterilmektedir.



Şekil 3.19 Su yumuşatma cihazı.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Verilerin ölçüldüğü ısı merkezin de yılın tüm aylarında ısı ihtiyacını gidermek amacıyla buhar kazanları çalıştırılmaktadır. Kış aylarında ihtiyaca yönelik bulunan üç kazan da çalıştırılırken yaz aylarında sadece kullanım sıcak suyu ihtiyacını karşılamak maksadıyla bir kazan çalıştırılmaktadır.

Soğutma ihtiyacının yıl boyu göz önünde bulundurulduğunda dış ortam sıcaklığının mevsimsel olarak değişeceğinden ötürü, hesaplamalarda kullanılan kondenser sıcaklıkları farklılık göstermektedir. Farklı kondenser sıcaklıkları dikkate alınarak absorpsiyonlu soğutma sisteminin STK değeri incelenmiştir.

Aynı zamanda mevsimsel olarak ısı ihtiyacının en üst seviyelere çıktığı dönemlerde baca gazından elde edebileceğimiz geri kazanım miktarı değişkenlik göstermektedir. Bunun sonucunda absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan kaynatıcı sıcaklık değerleri değişkenlik göstermektedir. Farklı kaynatıcı sıcaklıkları dikkate alınarak absorpsiyonlu soğutma sisteminin STK değeri incelenmiştir.

Farklı soğutma sıcaklık değerine ihtiyaç duyulması durumu göz önüne alınarak, farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarının STK üzerine etkileri incelenmiştir.

Son olarak kullanılan eşanjörün etkenlik değerindeki değişimlerin STK üzerine etkisi incelenmiştir.

Tüm incelemeler tek ve iki kademeli LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O eriyik çiftleri için gerçekleştirilmiş olup STK değerleri karşılaştırılmıştır.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O eriyik çiftleri kullanılmakta olup eriyik çiftinde farklı performans değerleri oluşmaktadır. LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O eriyik çiftleri kullanılarak absorpsiyonlu soğutma sisteminin STK değeri incelenecektir. Beş farklı değişken göz önünde bulundurularak absorpsiyonlu soğutma sisteminin STK değişimleri yorumlanıp analiz edilmiştir.

4.1. Kaynatıcı Sıcaklıklarının Etkisi

Bölgesel ısıtma yapılan bölgede ısı ihtiyacının farklı göstermesi ile birlikte baca gazının ısı ihtiyacı da değişkenlik göstermektedir. Bu durumun değerlendirilebilmesi için farklı kaynatıcı sıcaklıklarında hesaplamalar yapılmıştır. Baca gazında ki ısının nakli esnasında ve ısının ısı değiştiriciler ile elde edilmesi esnasında gerçekleşen kayıplar göz önünde bulundurularak baca gazından elde edilen sıcaklık değerleri tek kademeli sistem için 60°C, 75°C, 85°C,90°C ve 105 °C’de iki kademeli sistemler için 140°C, 150°C, 160°C, 170°C ve 180 °C’deki kaynatıcı sıcaklıkları için incelenmiştir. Eşanjörü etkenlik değeri 0,60, yoğuşturucu sıcaklık değerinin tek kademeli sistemler için 25 °C, çift kademeli LiBr-H₂O için 85 °C ve NH₃-H₂O için 50 °C, buharlaştırıcı sıcaklığı sistemde istenilen ortamın sıcaklık değeri olan 4 °C ve soğutma yükü $Q_{buh} = 20$ kW olarak alınmıştır.

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 60°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.1’ de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 1 Tek Kademeli LiBr-H₂O için $T_{kay}=60$ °C

| Tkay=60 | | | |
|----------------------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Q _{kay1} = | 26,070 | m= | 0,0083 |
| Q _{kay2} = | - | f1= | 17,66 |
| Q _{abs1} = | -25,580 | f2= | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | |
| Q _{yoğ} = | -20,750 | | 0,767 |
| W _{pomp1} = | 0,000010 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 75°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.2’ de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 2 Tek Kademeli LiBr-H₂O için Tkay=75 °C

| Tkay=75 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 23,730 | m= | 0,0083 |
| Qkay2= | - | f1= | 5,3 |
| Qabs1= | -23,080 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,842 |
| Qyoğ= | -21,030 | | |
| Wpomp1= | 0,000010 | | |
| Wpomp2= | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 85°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.3' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 3 Tek Kademeli LiBr-H₂O için Tkay=85 °C

| Tkay=85 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 23,410 | m= | 0,0083 |
| Qkay2= | - | f1= | 3,53 |
| Qabs1= | -22,260 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,854 |
| Qyoğ= | -21,190 | | |
| Wpomp1= | 0,000010 | | |
| Wpomp2= | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 90°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.4' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 4 Tek Kademeli LiBr-H₂O için Tkay=90 °C

| Tkay=90 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ξ= | 0,6 |
| Qkay1= | 24,900 | m= | 0,0083 |
| Qkay2= | - | f1= | 3,11 |
| Qabs1= | -22,640 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,803 |
| Qyoğ= | -22,270 | | |
| Wpomp1= | 0,000010 | | |
| Wpomp2= | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 105°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.5’ de gösterildiği gibi oluşmaktadır

Çizelge 4. 5 Tek Kademeli LiBr-H₂O için Tkay=105 °C

| Tkay=105 | | | |
|----------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ξ= | 0,6 |
| Qkay1= | 25,600 | m= | 0,0083 |
| Qkay2= | - | f1= | 3,11 |
| Qabs1= | -24,750 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,781 |
| Qyoğ= | -21,500 | | |
| Wpomp1= | 0,000010 | | |
| Wpomp2= | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 60°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.6’ da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 6 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tkay=60 °C

| Tkay=60 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ξ= | 0,6 |
| Qkay1= | 35,150 | m= | 0,0174 |
| Qkay2= | - | f1= | 6,125 |
| Qabs1= | -33,180 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,563 |
| Qyoğ= | -22,020 | | |
| Wpomp1= | 0,008000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 75°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.7' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 7 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tkay=75 °C

| Tkay=75 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ξ= | 0,6 |
| Qkay1= | 34,250 | m= | 0,0174 |
| Qkay2= | - | f1= | 3,56 |
| Qabs1= | -31,600 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,583 |
| Qyoğ= | -22,670 | | |
| Wpomp1= | 0,008000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 85°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.8' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 8 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tkay=85 °C

| Tkay=85 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 34,040 | m= | 0,0174 |
| Qkay2= | - | f1= | 2,86 |
| Qabs1= | -30,930 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,587 |
| Qyoğ= | -23,120 | | |
| Wpomp1= | 0,008000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 90°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.9' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 9 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tkay=90 °C

| Tkay=90 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 34,510 | m= | 0,0174 |
| Qkay2= | - | f1= | 2,7 |
| Qabs1= | -31,460 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,579 |
| Qyoğ= | -23,340 | | |
| Wpomp1= | 0,008000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 105°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.10' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 10 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tkay=105 °C

| Tkay=105 | | | |
|----------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 35,010 | m= | 0,0174 |
| Qkay2= | - | f1= | 2,24 |
| Qabs1= | -31,030 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,571 |
| Qyoğ= | -23,990 | | |
| Wpomp1= | 0,008000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 140°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.11’ de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 11 İki kademeli LiBr-H₂O için Tkay=140 °C

| Tkay=140 | | | |
|----------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 28,281 | m= | 0,009289407 |
| Qkay2= | 26,665 | f1= | 7,285714286 |
| Qabs1= | -26,919 | f2= | 6,777777778 |
| Qabs2= | -25,756 | STK= | 0,750019356 |
| Qyoğ= | -22,338 | | |
| Wpomp1= | 0,000056 | | |
| Wpomp2= | 0,000474 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 150°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.12’ de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 12 İki kademeli LiBr-H₂O için Tkay=150 °C

| Tkay=150 | | | |
|----------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ξ= | 0,6 |
| Qkay1= | 28,281 | m= | 0,009289407 |
| Qkay2= | 27,481 | f1= | 7,285714286 |
| Qabs1= | -26,919 | f2= | 6,777777778 |
| Qabs2= | -26,386 | STK= | 0,727765439 |
| Qyoğ= | -22,524 | | |
| Wpomp1= | 0,000056 | | |
| Wpomp2= | 0,000474 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 160°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.13' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 13 İki kademeli LiBr-H₂O için Tkay=160 °C

| Tkay=160 | | | |
|----------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ξ= | 0,6 |
| Qkay1= | 28,281 | m= | 0,009289407 |
| Qkay2= | 28,287 | f1= | 7,285714286 |
| Qabs1= | -26,919 | f2= | 6,777777778 |
| Qabs2= | -27,016 | STK= | 0,707026171 |
| Qyoğ= | -22,700 | | |
| Wpomp1= | 0,000056 | | |
| Wpomp2= | 0,000474 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 170°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.14' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 14 İki kademeli LiBr-H₂O için Tkay=170 °C

| Tkay=170 | | | |
|----------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 28,281 | m= | 0,009289407 |
| Qkay2= | 29,051 | f1= | 7,285714286 |
| Qabs1= | -26,919 | f2= | 6,777777778 |
| Qabs2= | -27,599 | STK= | 0,688425317 |
| Qyoğ= | -22,882 | | |
| Wpomp1= | 0,000056 | | |
| Wpomp2= | 0,000474 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 180°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.15' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 15 İki kademeli LiBr-H₂O için Tkay=180 °C

| Tkay=180 | | | |
|----------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 28,281 | m= | 0,009289407 |
| Qkay2= | 29,783 | f1= | 7,285714286 |
| Qabs1= | -26,919 | f2= | 6,777777778 |
| Qabs2= | -27,932 | STK= | 0,671521982 |
| Qyoğ= | -23,063 | | |
| Wpomp1= | 0,000056 | | |
| Wpomp2= | 0,000474 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 140°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.16' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 16 İki kademeli NH₃-H₂O için Tkay=140 °C

| Tkay=140 | | | |
|----------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 52,325 | m= | 0,019495077 |
| Qkay2= | 38,646 | f1= | 21,5 |
| Qabs1= | -50,736 | f2= | 2,387096774 |
| Qabs2= | -34,718 | STK= | 0,517112722 |
| Qyoğ= | -25,708 | | |
| Wpomp1= | 0,009905 | | |
| Wpomp2= | 0,020032 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 150°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.17' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 17 İki kademeli NH₃-H₂O için Tkay=150 °C

| Tkay=150 | | | |
|----------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 52,325 | m= | 0,019495077 |
| Qkay2= | 39,298 | f1= | 21,5 |
| Qabs1= | -50,736 | f2= | 2,228571429 |
| Qabs2= | -34,861 | STK= | 0,508544215 |
| Qyoğ= | -26,215 | | |
| Wpomp1= | 0,009905 | | |
| Wpomp2= | 0,020032 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 160°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.18' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 18 İki kademeli NH₃-H₂O için Tkay=160 °C

| Tkay=160 | | | |
|----------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 52,325 | m= | 0,019495077 |
| Qkay2= | 39,765 | f1= | 21,5 |
| Qabs1= | -50,736 | f2= | 2,102564103 |
| Qabs2= | -34,820 | STK= | 0,502573853 |
| Qyoğ= | -26,722 | | |
| Wpomp1= | 0,009905 | | |
| Wpomp2= | 0,020032 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 170°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.19' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 19 İki kademeli NH₃-H₂O için Tkay=170 °C

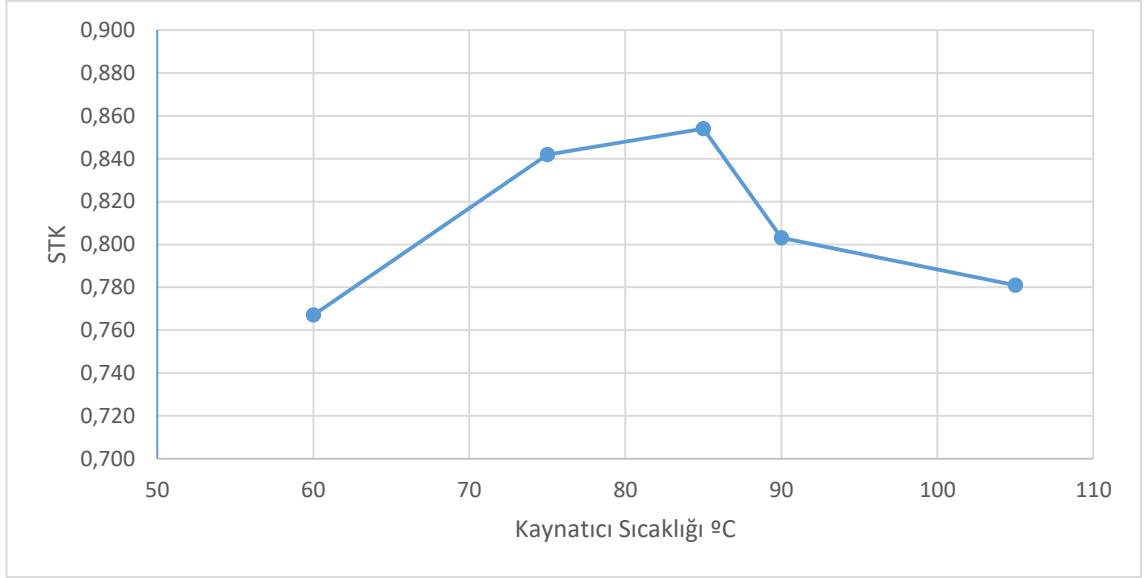
| Tkay=170 | | | |
|----------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 52,325 | m= | 0,019495077 |
| Qkay2= | 40,346 | f1= | 21,5 |
| Qabs1= | -50,736 | f2= | 2 |
| Qabs2= | -34,896 | STK= | 0,495344079 |
| Qyoğ= | -27,226 | | |
| Wpomp1= | 0,009905 | | |
| Wpomp2= | 0,020032 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 180°C kaynatıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.20' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

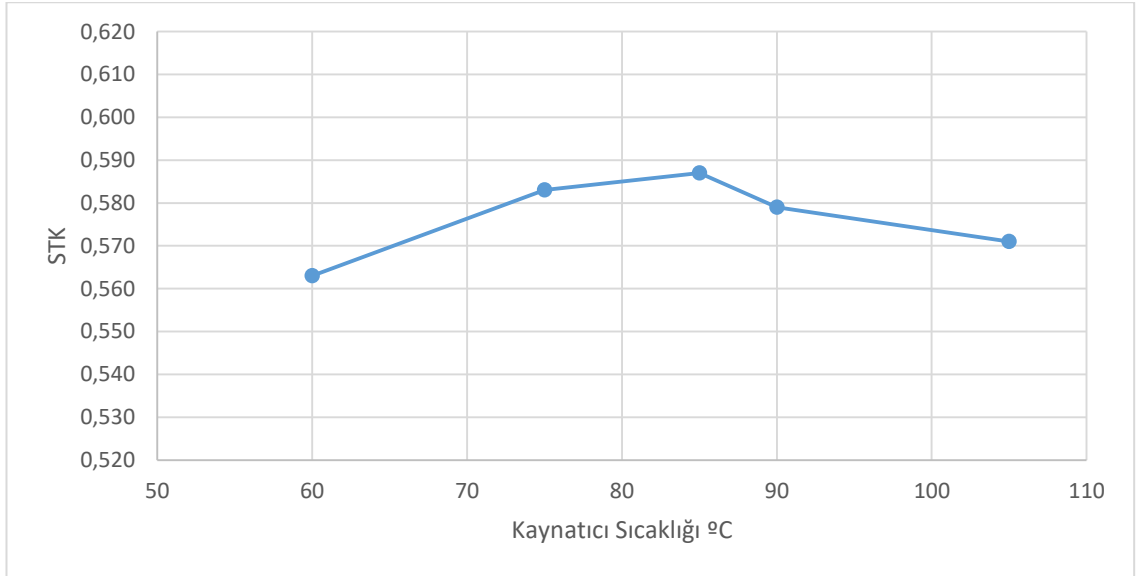
Çizelge 4. 20 İki kademeli NH₃-H₂O için Tkay=180 °C

| Tkay=180 | | | |
|----------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 52,325 | m= | 0,019495077 |
| Qkay2= | 40,676 | f1= | 21,5 |
| Qabs1= | -50,736 | f2= | 1,934782609 |
| Qabs2= | -34,721 | STK= | 0,491333267 |
| Qyoğ= | -27,730 | | |
| Wpomp1= | 0,009905 | | |
| Wpomp2= | 0,020032 | | |

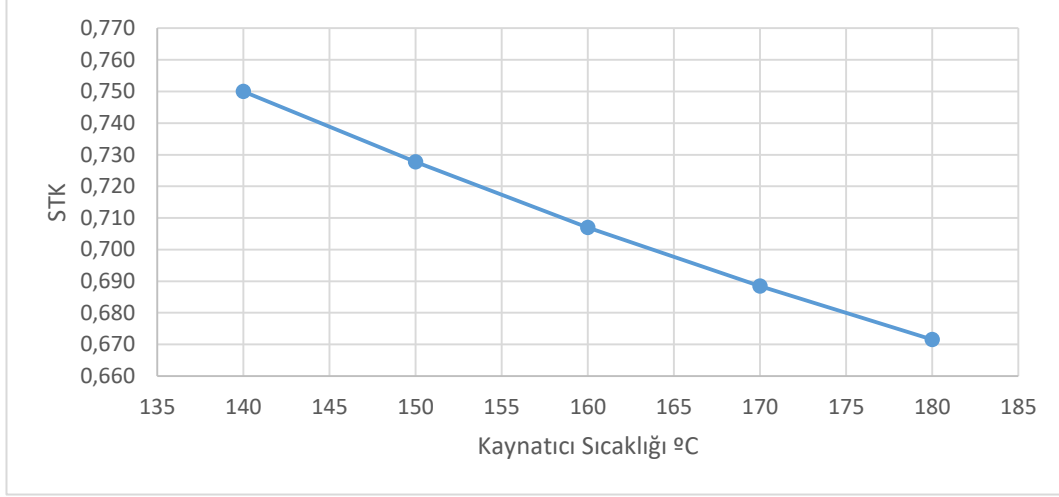
Farklı kaynatıcı sıcaklıklarının STK üzerine etkisi tek kademeli LiBr-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.1' de, tek kademeli NH₃-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.2' de, iki kademeli LiBr-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.3' de, iki kademeli NH₃-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.4' de gösterilmektedir. Burada yatay ekseninde yukarıda hesaplamalara dâhil edilen farklı kaynatıcı sıcaklık değerleri yer almakta iken düşey ekseninde bu kaynatıcı sıcaklıkları sonucunda elde edilen STK değerleri bulunmaktadır. Kaynatıcı sıcaklıkları tek kademeli sistemler için 60 °C ile 105°C arasında değişkenlik göstermekle birlikte buna karşılık gelen STK değerleri tek kademeli LiBr-H₂O çifti için 0,767 ile 0,854 arasında, NH₃-H₂O çifti kullanılan sistem için 0,563 ile 0,587 arasında değişkenlik göstermektedir. Kaynatıcı sıcaklıkları iki kademeli sistemler için 140 °C ile 180°C arasında değişkenlik göstermekle birlikte buna karşılık gelen STK değerleri iki kademeli LiBr-H₂O çifti için 0,672 ile 0,750 arasında, NH₃-H₂O çifti kullanılan sistem için 0,491 ile 0,517 arasında değişkenlik göstermektedir. Kaynatıcı sıcaklığının tek kademeli sistemlerde 85 °C, iki kademeli sistemlerde 140 °C olduğu esnada STK' nın en yüksek seviyelere çıktığı ölçülmektedir.



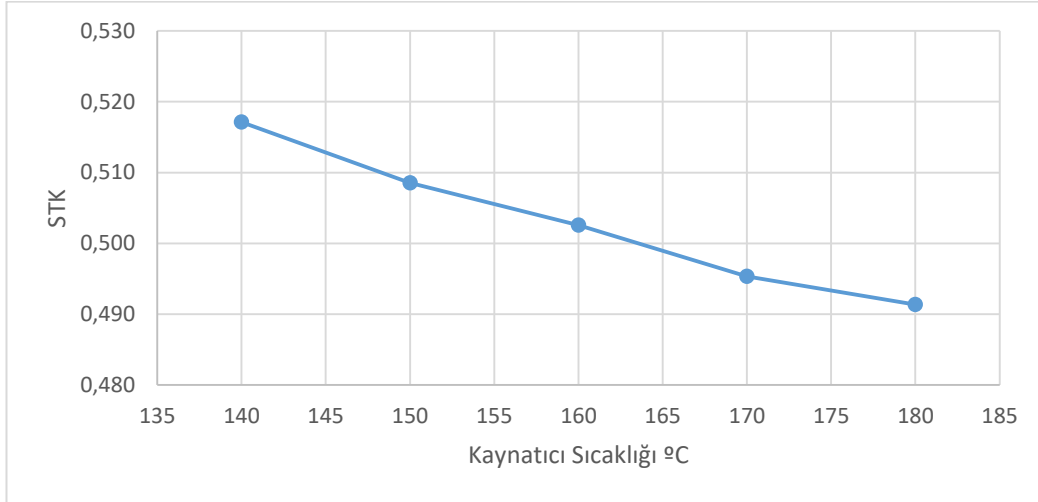
Şekil 4. 1 Tek kademeli LiBr-H₂O çifti için kaynatıcı sıcaklığının STK üzerine etkisi



Şekil 4. 2 Tek kademeli NH₃-H₂O çifti için kaynatıcı sıcaklığının STK üzerine etkisi



Şekil 4. 3 İki kademeli LiBr-H₂O çifti için kaynatıcı sıcaklığının STK üzerine etkisi



Şekil 4. 4 İki kademeli NH₃-H₂O çifti için kaynatıcı sıcaklığının STK üzerine etkisi

4.2. Yoğuşturucu Sıcaklıklarının Etkisi

Soğutma ihtiyacına farklı dönemlerde ihtiyaç duyulmaktadır. Bölgesel ısıtma sistemi kış aylarında çalıştırıldığı gibi yaz aylarında da çalıştırılmaya devam etmektedir. Dış ortam sıcaklıkları yoğuşturucu (kondenser) sıcaklıkları üzerinde etkisi olduğu değerlendirilmektedir. Yoğuşturucu sıcaklıklarındaki değişimin STK üzerinde etkisini inceleyebilmek için tek kademeli sistem için 15°C, 20°C, 25°C, 30°C ve 35°C’de iki kademeli sistemler için LiBr-H₂O için 80°C, 85°C, 90°C, 95°C ve 100 °C’de, NH₃-H₂O

için amonyağın termodinamik özelliklerinden ötürü 30°C, 35°C, 40°C, 45°C ve 50 °C yoğuşturucu sıcaklıkları için incelenmiştir. Eşanjörü etkenlik değeri 0,60, kaynatıcı sıcaklık değeri tek kademeli sistemler için 85 °C, iki kademeli sistemlerde LiBr-H₂O 1 °C, NH₃-H₂O için 140 °C, buharlaştırıcı sıcaklığı sistemde istenilen ortamın sıcaklık değeri olan 4 °C ve soğutma yükü $Q_{buh} = 20$ kW olarak alınmıştır.

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 15°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.21' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 21 Tek Kademeli LiBr-H₂O için $T_{yoğ} = 15$ °C

| T _{yoğ} =15 | | | |
|----------------------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ξ= | 0,6 |
| Q _{kay1} = | 22,170 | m= | 0,0081 |
| Q _{kay2} = | - | f1= | 1,8 |
| Q _{abs1} = | -21,630 | f2= | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,902 |
| Q _{yoğ} = | -21,010 | | |
| W _{pomp1} = | 0,000700 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 20°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.22' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 22 Tek Kademeli LiBr-H₂O için $T_{yoğ} = 20$ °C

| T _{yoğ} =20 | | | |
|----------------------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ξ= | 0,6 |
| Q _{kay1} = | 22,920 | m= | 0,0082 |
| Q _{kay2} = | - | f1= | 2,04 |
| Q _{abs1} = | -21,730 | f2= | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,872 |
| Q _{yoğ} = | -21,100 | | |
| W _{pomp1} = | 0,000100 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 25°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.23' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 23 Tek Kademeli LiBr-H₂O için T_{yoğ}=25 °C

| T _{yoğ} =25 | | | |
|----------------------|----------|------------------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Q _{kay1} = | 23,410 | m= | 0,0083 |
| Q _{kay2} = | - | f ₁ = | 3,53 |
| Q _{abs1} = | -22,260 | f ₂ = | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,854 |
| Q _{yoğ} = | -21,190 | | |
| W _{pomp1} = | 0,000010 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 30°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.24' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 24 Tek Kademeli LiBr-H₂O için T_{yoğ}=30 °C

| T _{yoğ} =30 | | | |
|----------------------|----------|------------------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Q _{kay1} = | 23,740 | m= | 0,0083 |
| Q _{kay2} = | - | f ₁ = | 4,81 |
| Q _{abs1} = | -22,660 | f ₂ = | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,842 |
| Q _{yoğ} = | -21,010 | | |
| W _{pomp1} = | 0,000270 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 35°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.25' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 25 Tek Kademeli LiBr-H₂O için T_{yoğ}=30 °C

| T _{yoğ} =35 | | | |
|----------------------|----------|------------------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Q _{kay1} = | 25,320 | m= | 0,0082 |
| Q _{kay2} = | - | f ₁ = | 11,4 |
| Q _{abs1} = | -24,580 | f ₂ = | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,789 |
| Q _{yoğ} = | -20,500 | | |
| W _{pomp1} = | 0,000380 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 15°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.26' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 26 Tek Kademeli NH₃-H₂O için T_{yoğ}=15 °C

| T _{yoğ} =15 | | | |
|----------------------|----------|------------------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Q _{kay1} = | 31,150 | m= | 0,0167 |
| Q _{kay2} = | - | f ₁ = | 1,78 |
| Q _{abs1} = | -28,020 | f ₂ = | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,641 |
| Q _{yoğ} = | -23,100 | | |
| W _{pomp1} = | 0,003000 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 20°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.27' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 27 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tyoğ=20 °C

| Tyoğ=20 | | | |
|---------|----------|------|-------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 31,820 | m= | 0,017 |
| Qkay2= | - | f1= | 2,12 |
| Qabs1= | -28,640 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,628 |
| Qyoğ= | -23,120 | | |
| Wpomp1= | 0,006000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 25°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.28' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 28 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tyoğ=25 °C

| Tyoğ=25 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 34,040 | m= | 0,0174 |
| Qkay2= | - | f1= | 2,86 |
| Qabs1= | -30,930 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,587 |
| Qyoğ= | -23,120 | | |
| Wpomp1= | 0,008000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 30°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.29' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 29 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tyoğ=30 °C

| Tyoğ=30 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 36,090 | m= | 0,0177 |
| Qkay2= | - | f1= | 3,81 |
| Qabs1= | -32,140 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,554 |
| Qyoğ= | -23,860 | | |
| Wpomp1= | 0,011000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 35°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.30' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 30 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tyoğ=35 °C

| Tyoğ=35 | | | |
|---------|----------|------|-------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 43,180 | m= | 0,018 |
| Qkay2= | - | f1= | 7,85 |
| Qabs1= | -39,750 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,463 |
| Qyoğ= | -23,270 | | |
| Wpomp1= | 0,016000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 80°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.31' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 31 İki Kademeli LiBr-H₂O için Tyoğ=80 °C

| Tyoğ=80 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 27,184 | m= | 0,009199717 |
| Qkay2= | 29,260 | f1= | 6,375 |
| Qabs1= | -25,920 | f2= | 7,75 |
| Qabs2= | -27,738 | STK= | 0,683513287 |
| Qyoğ= | -22,854 | | |
| Wpomp1= | 0,000050 | | |
| Wpomp2= | 0,000379 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 85°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.32' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 32 İki Kademeli LiBr-H₂O için Tyoğ=85 °C

| Tyoğ=85 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 28,281 | m= | 0,009289407 |
| Qkay2= | 29,051 | f1= | 7,285714286 |
| Qabs1= | -26,919 | f2= | 6,777777778 |
| Qabs2= | -27,599 | STK= | 0,688425317 |
| Qyoğ= | -22,882 | | |
| Wpomp1= | 0,000056 | | |
| Wpomp2= | 0,000474 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 90°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.33' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 33 İki Kademeli LiBr-H₂O için Tyoğ=90 °C

| Tyoğ=90 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ξ= | 0,6 |
| Qkay1= | 27,415 | m= | 0,009381039 |
| Qkay2= | 29,154 | f1= | 4,434782609 |
| Qabs1= | -25,989 | f2= | 7,058823529 |
| Qabs2= | -27,729 | STK= | 0,685992858 |
| Qyoğ= | -22,910 | | |
| Wpomp1= | 0,000063 | | |
| Wpomp2= | 0,000587 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 95°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.34' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 34 İki Kademeli LiBr-H₂O için Tyoğ=95 °C

| Tyoğ=95 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ξ= | 0,6 |
| Qkay1= | 27,681 | m= | 0,009474587 |
| Qkay2= | 29,827 | f1= | 3,777777778 |
| Qabs1= | -26,097 | f2= | 7,375 |
| Qabs2= | -28,530 | STK= | 0,670511444 |
| Qyoğ= | -22,939 | | |
| Wpomp1= | 0,000071 | | |
| Wpomp2= | 0,000723 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 100°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.35' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 35 İki Kademeli LiBr-H₂O için Tyoğ=100 °

| Tyoğ=100 | | | |
|----------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 28,310 | m= | 0,009570111 |
| Qkay2= | 30,571 | f1= | 3,923076923 |
| Qabs1= | -26,620 | f2= | 7,666666667 |
| Qabs2= | -29,353 | STK= | 0,654199361 |
| Qyoğ= | -22,969 | | |
| Wpomp1= | 0,000079 | | |
| Wpomp2= | 0,000880 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 30°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.36' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 36 İki Kademeli NH₃-H₂O için Tyoğ=30 °C

| Tyoğ=30 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 30,142 | m= | 0,01778252 |
| Qkay2= | 38,525 | f1= | 42 |
| Qabs1= | -29,598 | f2= | 1,954545455 |
| Qabs2= | -32,967 | STK= | 0,518984931 |
| Qyoğ= | -26,418 | | |
| Wpomp1= | 0,004702 | | |
| Wpomp2= | 0,007203 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 35°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.37' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 37 İki Kademeli NH₃-H₂O için T_{yoğ}=35 °C

| T _{yoğ} =35 | | | |
|----------------------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Q _{kay1} = | 42,233 | m= | 0,018175209 |
| Q _{kay2} = | 38,555 | f1= | 42 |
| Q _{abs1} = | -41,429 | f2= | 2,024390244 |
| Q _{abs2} = | -33,123 | STK= | 0,518531123 |
| Q _{yoğ} = | -26,559 | | |
| W _{pomp1} = | 0,005856 | | |
| W _{pomp2} = | 0,009653 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 40°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.38' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 38 İki Kademeli NH₃-H₂O için T_{yoğ}=40 °C

| T _{yoğ} =40 | | | |
|----------------------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Q _{kay1} = | 41,984 | m= | 0,018589088 |
| Q _{kay2} = | 37,993 | f1= | 21,5 |
| Q _{abs1} = | -40,757 | f2= | 2,194444444 |
| Q _{abs2} = | -33,784 | STK= | 0,526143459 |
| Q _{yoğ} = | -25,616 | | |
| W _{pomp1} = | 0,007100 | | |
| W _{pomp2} = | 0,012555 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 45°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.39' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 39 İki Kademeli NH₃-H₂O için Tyoğ=45 °C

| Tyoğ=45 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 46,906 | m= | 0,019027685 |
| Qkay2= | 38,237 | f1= | 21,5 |
| Qabs1= | -45,619 | f2= | 2,264705882 |
| Qabs2= | -34,050 | STK= | 0,522720429 |
| Qyoğ= | -25,659 | | |
| Wpomp1= | 0,008448 | | |
| Wpomp2= | 0,016005 | | |

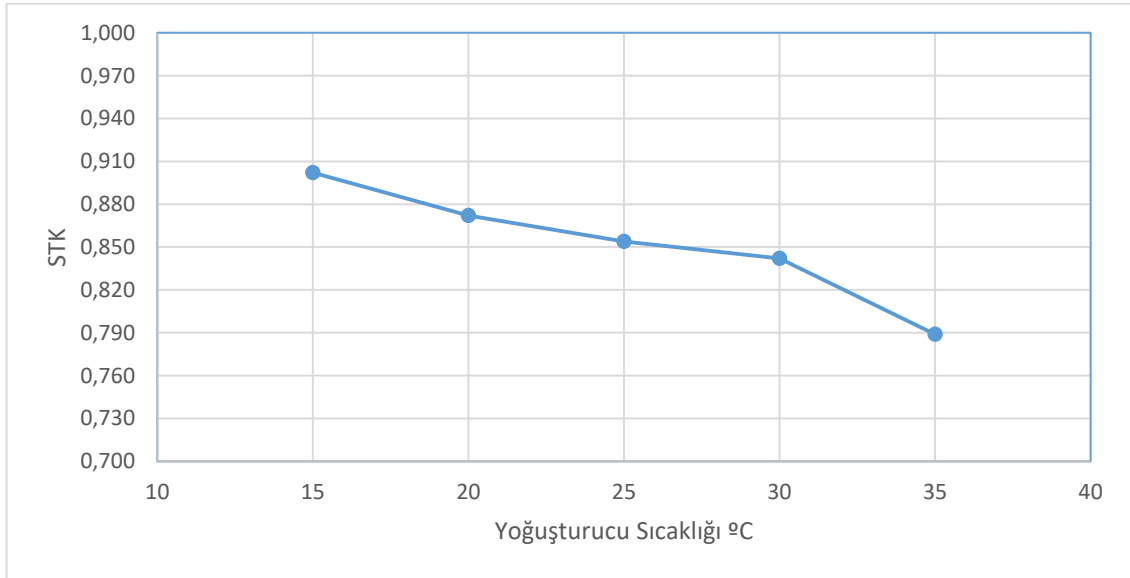
NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 50°C yoğuşturucu sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.40' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 40 İki Kademeli NH₃-H₂O için Tyoğ=50 °C

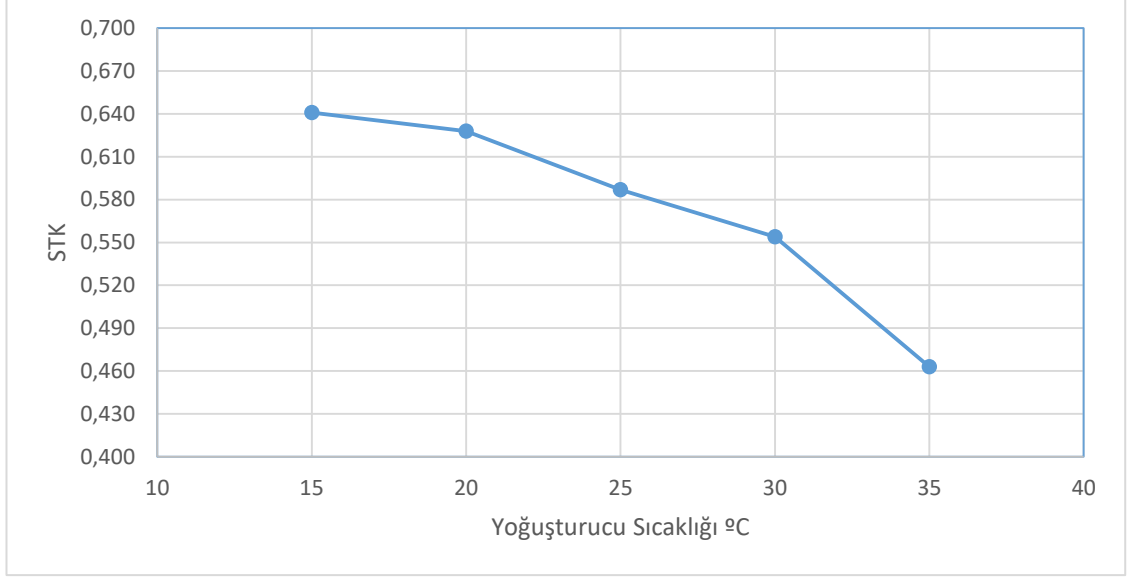
| Tyoğ=50 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 52,325 | m= | 0,019495077 |
| Qkay2= | 38,646 | f1= | 21,5 |
| Qabs1= | -50,736 | f2= | 2,387096774 |
| Qabs2= | -34,718 | STK= | 0,517112722 |
| Qyoğ= | -25,708 | | |
| Wpomp1= | 0,009905 | | |
| Wpomp2= | 0,020032 | | |

Farklı yoğuşturucu sıcaklıklarının STK üzerine etkisi tek kademeli LiBr-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.5' de, tek kademeli NH₃-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.6' da, iki kademeli LiBr-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.7' de, iki kademeli NH₃-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.8' de gösterilmektedir. Burada yatay ekseninde yukarıda hesaplamalara dâhil edilen farklı yoğuşturucu sıcaklık değerleri yer almakta iken düşey ekseninde bu yoğuşturucu sıcaklıkları sonucunda elde edilen STK değerleri

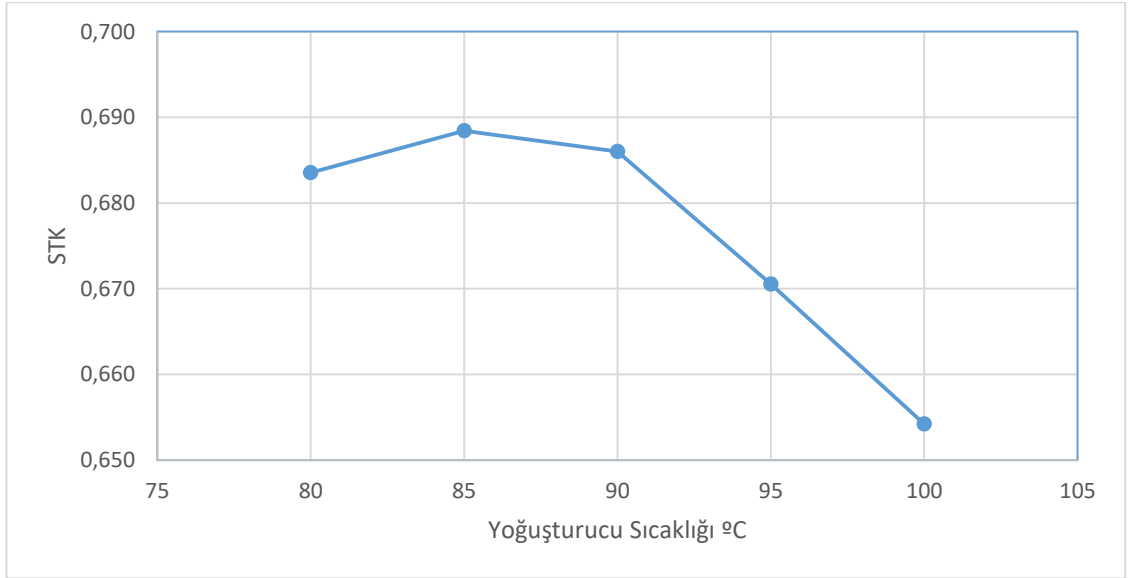
bulunmaktadır. Yoğuşturucu sıcaklıkları tek kademeli sistemler için 15 °C ile 35°C arasında değişkenlik göstermekle birlikte buna karşılık gelen STK değerleri tek kademeli LiBr-H₂O çifti için 0,789 ile 0,902 arasında, NH₃-H₂O çifti kullanılan sistem için 0,463 ile 0,641 arasında değişkenlik göstermektedir. Kaynatıcı sıcaklıkları iki kademeli sistemlerde LiBr-H₂O çifti için 80 °C ile 100°C arasında değişkenlik göstermekle birlikte buna karşılık gelen STK değerleri 0,654 ile 0,684 arasında, NH₃-H₂O çifti için yoğuşturucu sıcaklıkları 30 °C ile 50°C arasında değişkenlik göstermekle birlikte buna karşılık gelen STK değerleri 0,517 ile 0,526 arasında değişkenlik göstermektedir. Yoğuşturucu sıcaklığının tek kademeli sistemlerde 15 °C, iki kademeli sistemlerde LiBr-H₂O için 80 °C olduğu esnada, NH₃-H₂O çifti için 40 °C’ de iken STK’ nın en yüksek seviyelere çıktığı ölçülmektedir.



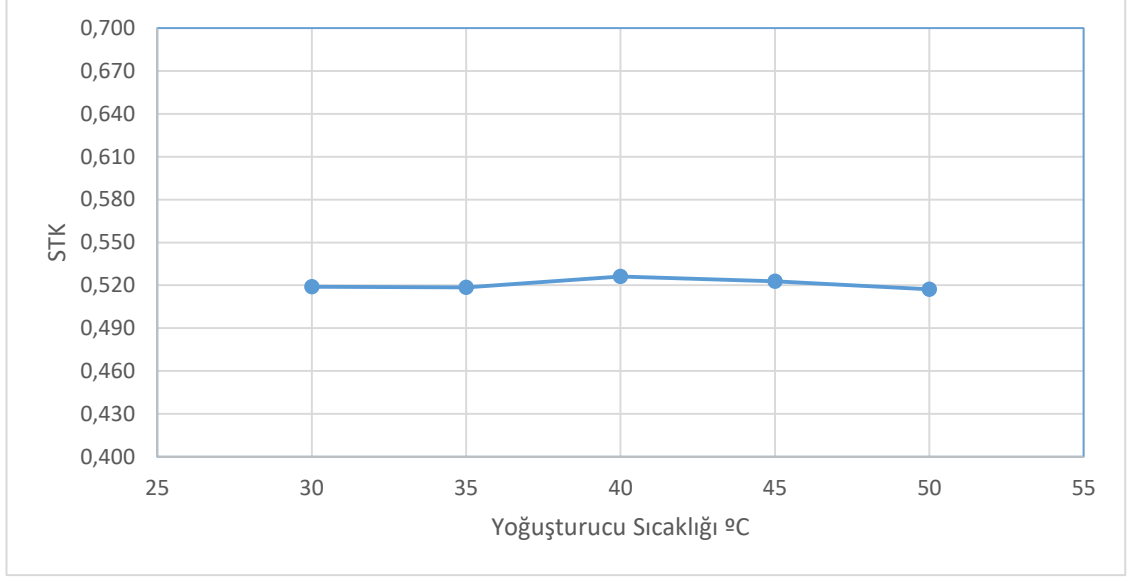
Şekil 4. 5 Tek kademeli LiBr-H₂O çifti için yoğuşturucu sıcaklığının STK üzerine etkisi



Şekil 4. 6 Tek kademeli $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çifti için yoğuşturucu sıcaklığının STK üzerine etkisi



Şekil 4. 7 İki kademeli $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ çifti için yoğuşturucu sıcaklığının STK üzerine etkisi



Şekil 4. 8 İki kademeli NH₃-H₂O çifti için yoğuşturucu sıcaklığının STK üzerine etkisi

4.4. Buharlaştırıcı Sıcaklıklarının Etkisi

Farklı soğutma sıcaklıklarının STK üzerine etkisi incelenmiştir. İncelemeler yapılırken ihtiyaç duyulan sıcaklık değerleri olan 4°C, 6°C, 8°C, 10°C ve 12 °C’de buharlaştırıcı sıcaklıkları için incelenmiştir. Eşanjörü etkenlik değeri 0,60, yoğuşturucu sıcaklık değerinin tek kademeli sistemler için 15 °C, çift kademeli LiBr-H₂O için 85 °C, NH₃-H₂O için 50 °C, kaynatıcı sıcaklığı tek kademeli sistemde en yüksek STK oranına sahip olan 85 °C, çift kademeli LiBr-H₂O için 170 °C, çift kademeli NH₃-H₂O için 140 °C soğutma yükü ihtiyaç duyulan soğutma yükü olan $Q_{buh} = 20$ kW olarak alınmıştır.

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 4°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.41’ de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 41 Tek Kademeli LiBr-H₂O için Tbuh=4 °C

| Tbuh=4 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 22,170 | m= | 0,0081 |
| Qkay2= | - | f1= | 1,8 |
| Qabs1= | -21,630 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,902 |
| Qyoğ= | -21,010 | | |
| Wpomp1= | 0,000700 | | |
| Wpomp2= | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 6°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.42' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 42 Tek Kademeli LiBr-H₂O için Tbuh=6 °C

| Tbuh=6 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 22,170 | m= | 0,0081 |
| Qkay2= | - | f1= | 1,18 |
| Qabs1= | -21,060 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,902 |
| Qyoğ= | -21,010 | | |
| Wpomp1= | 0,000600 | | |
| Wpomp2= | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 8°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.43' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 43 Tek Kademeli LiBr-H₂O için Tbuh=8 °C

| Tbuh=8 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 22,140 | m= | 0,0081 |
| Qkay2= | - | f1= | 1 |
| Qabs1= | -21,030 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,903 |
| Qyoğ= | -21,010 | | |
| Wpomp1= | 0,000500 | | |
| Wpomp2= | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 10°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.44' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 44 Tek Kademeli LiBr-H₂O için Tbuh=10 °C

| Tbuh=10 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 22,020 | m= | 0,0081 |
| Qkay2= | - | f1= | 0,84 |
| Qabs1= | -20,900 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,908 |
| Qyoğ= | -21,010 | | |
| Wpomp1= | 0,000300 | | |
| Wpomp2= | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 12°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.45' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 45 Tek Kademeli LiBr-H₂O için Tbuh=12 °C

| Tbuh=12 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 21,640 | m= | 0,0081 |
| Qkay2= | - | f1= | 0,45 |
| Qabs1= | -20,500 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,924 |
| Qyoğ= | -21,010 | | |
| Wpomp1= | 0,000200 | | |
| Wpomp2= | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 4°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.46' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 46 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tbuh=4 °C

| Tbuh=4 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 31,150 | m= | 0,0167 |
| Qkay2= | - | f1= | 1,78 |
| Qabs1= | -28,020 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,641 |
| Qyoğ= | -23,100 | | |
| Wpomp1= | 0,003000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 6°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.47' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 47 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tbuh=6 °C

| Tbuh=6 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ξ= | 0,6 |
| Qkay1= | 30,380 | m= | 0,0166 |
| Qkay2= | - | f1= | 1,7 |
| Qabs1= | -27,310 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,658 |
| Qyoğ= | -22,970 | | |
| Wpomp1= | 0,003000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 8°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.48’ de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 48 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tbuh=8 °C

| Tbuh=8 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ξ= | 0,6 |
| Qkay1= | 30,020 | m= | 0,0166 |
| Qkay2= | - | f1= | 1,61 |
| Qabs1= | -26,660 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,666 |
| Qyoğ= | -22,970 | | |
| Wpomp1= | 0,003000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 10°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.49’ da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 49 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tbuh=10 °C

| Tbuh=10 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 29,870 | m= | 0,0166 |
| Qkay2= | - | f1= | 1,58 |
| Qabs1= | -26,570 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,669 |
| Qyoğ= | -22,970 | | |
| Wpomp1= | 0,001000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 12°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.50' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 50 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tbuh=12 °C

| Tbuh=12 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 29,560 | m= | 0,0166 |
| Qkay2= | - | f1= | 1,51 |
| Qabs1= | -26,230 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,676 |
| Qyoğ= | -22,970 | | |
| Wpomp1= | 0,001000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 4°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.51' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 51 İki Kademeli LiBr-H₂O için Tbuh=4 °C

| Tbuh=4 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ξ= | 0,6 |
| Qkay1= | 27,184 | m= | 0,009289407 |
| Qkay2= | 29,260 | f1= | 7,285714286 |
| Qabs1= | -25,920 | f2= | 6,777777778 |
| Qabs2= | -27,738 | STK= | 0,684364846 |
| Qyoğ= | -22,854 | | |
| Wpomp1= | 0,000050 | | |
| Wpomp2= | 0,000379 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 6°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.52' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 52 İki Kademeli LiBr-H₂O için Tbuh=6 °C

| Tbuh=6 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ξ= | 0,6 |
| Qkay1= | 26,720 | m= | 0,00927347 |
| Qkay2= | 28,549 | f1= | 4,454545455 |
| Qabs1= | -25,384 | f2= | 6 |
| Qabs2= | -27,096 | STK= | 0,700529506 |
| Qyoğ= | -22,842 | | |
| Wpomp1= | 0,000059 | | |
| Wpomp2= | 0,000468 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 8°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.53' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 53 İki Kademeli LiBr-H₂O için Tbuh=8 °C

| Tbuh=8 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 26,394 | m= | 0,009258016 |
| Qkay2= | 28,194 | f1= | 3,916666667 |
| Qabs1= | -25,092 | f2= | 5,363636364 |
| Qabs2= | -26,739 | STK= | 0,709365378 |
| Qyoğ= | -22,804 | | |
| Wpomp1= | 0,000063 | | |
| Wpomp2= | 0,000463 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 10°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.54' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 54 İki Kademeli LiBr-H₂O için Tbuh=10 °C

| Tbuh=10 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 26,269 | m= | 0,009242187 |
| Qkay2= | 27,867 | f1= | 3,833333333 |
| Qabs1= | -25,003 | f2= | 4,833333333 |
| Qabs2= | -26,413 | STK= | 0,717688144 |
| Qyoğ= | -22,765 | | |
| Wpomp1= | 0,000067 | | |
| Wpomp2= | 0,000457 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 12°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.55' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 55 İki Kademeli LiBr-H₂O için T_{buh}=12 °C

| T _{buh} =12 | | | |
|----------------------|----------|------------------|-------------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ξ= | 0,6 |
| Q _{kay1} = | 26,006 | m= | 0,009226412 |
| Q _{kay2} = | 27,562 | f ₁ = | 3,384615385 |
| Q _{abs1} = | -24,774 | f ₂ = | 4,384615385 |
| Q _{abs2} = | -26,108 | STK= | 0,725630822 |
| Q _{yoğ} = | -22,726 | | |
| W _{pomp1} = | 0,000070 | | |
| W _{pomp2} = | 0,000451 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 4°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.56' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 56 İki Kademeli NH₃-H₂O için T_{buh}=4 °C

| T _{buh} =4 | | | |
|----------------------|----------|------------------|-------------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ξ= | 0,6 |
| Q _{kay1} = | 52,325 | m= | 0,019495077 |
| Q _{kay2} = | 38,646 | f ₁ = | 21,5 |
| Q _{abs1} = | -50,736 | f ₂ = | 2,387096774 |
| Q _{abs2} = | -34,718 | STK= | 0,517112722 |
| Q _{yoğ} = | -25,708 | | |
| W _{pomp1} = | 0,009905 | | |
| W _{pomp2} = | 0,020032 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 6°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.57' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 57 İki Kademeli NH₃-H₂O için Tbuh=6 °C

| Tbuh=6 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 47,762 | m= | 0,019457146 |
| Qkay2= | 38,571 | f1= | 17,2 |
| Qabs1= | -46,182 | f2= | 2,387096774 |
| Qabs2= | -34,650 | STK= | 0,518130634 |
| Qyoğ= | -25,658 | | |
| Wpomp1= | 0,009881 | | |
| Wpomp2= | 0,019268 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 8°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.58' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 58 İki Kademeli NH₃-H₂O için Tbuh=8 °C

| Tbuh=8 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 44,575 | m= | 0,019421247 |
| Qkay2= | 38,500 | f1= | 14,33333333 |
| Qabs1= | -43,012 | f2= | 2,387096774 |
| Qabs2= | -34,586 | STK= | 0,5190986 |
| Qyoğ= | -25,611 | | |
| Wpomp1= | 0,009830 | | |
| Wpomp2= | 0,018505 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 10°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.59' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 59 İki Kademeli NH₃-H₂O için Tbuh=10 °C

| Tbuh=10 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 39,809 | m= | 0,019387359 |
| Qkay2= | 37,719 | f1= | 10 |
| Qabs1= | -38,250 | f2= | 2,176470588 |
| Qabs2= | -33,810 | STK= | 0,529850379 |
| Qyoğ= | -25,566 | | |
| Wpomp1= | 0,009753 | | |
| Wpomp2= | 0,017732 | | |

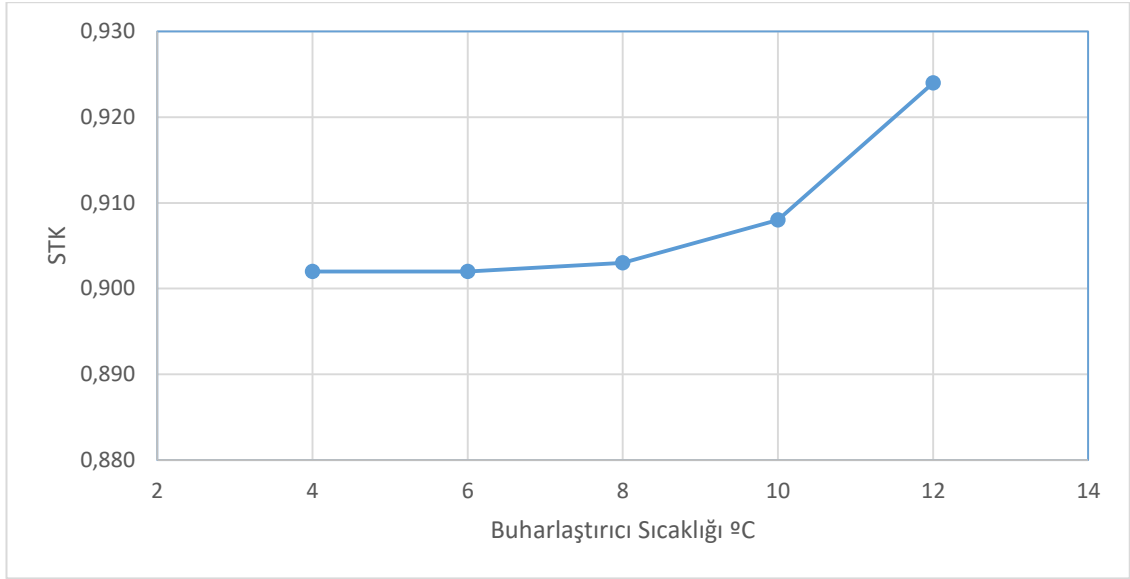
NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 12°C buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.60' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 60 İki Kademeli NH₃-H₂O için Tbuh=12 °C

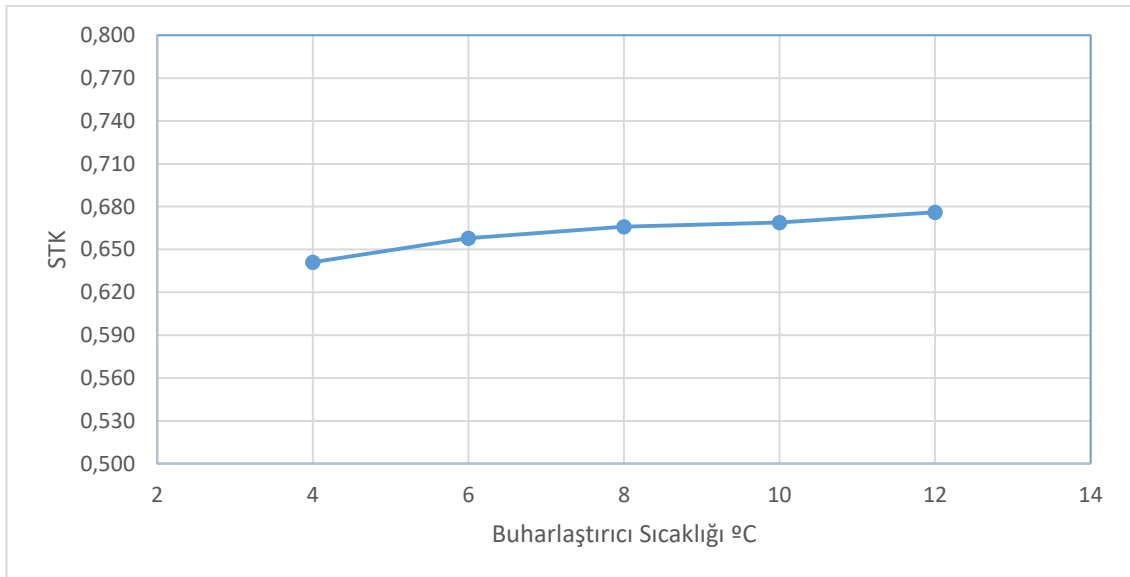
| Tbuh=12 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 34,457 | m= | 0,01935359 |
| Qkay2= | 37,653 | f1= | 5 |
| Qabs1= | -32,897 | f2= | 2,176470588 |
| Qabs2= | -33,751 | STK= | 0,530786773 |
| Qyoğ= | -25,522 | | |
| Wpomp1= | 0,009646 | | |
| Wpomp2= | 0,016948 | | |

Farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarının STK üzerine etkisi tek kademeli LiBr-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.9' de, tek kademeli NH₃-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.10' da, iki kademeli LiBr-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.11' de, iki kademeli NH₃-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.12' de gösterilmektedir. Burada yatay ekseninde yukarıda hesaplamalara dâhil edilen farklı buharlaştırıcı sıcaklık değerleri yer almakta iken düşey ekseninde bu yoğuşurucu sıcaklıkları sonucunda elde edilen STK değerleri bulunmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklıkları tüm sistemler için 4 °C ile 12°C

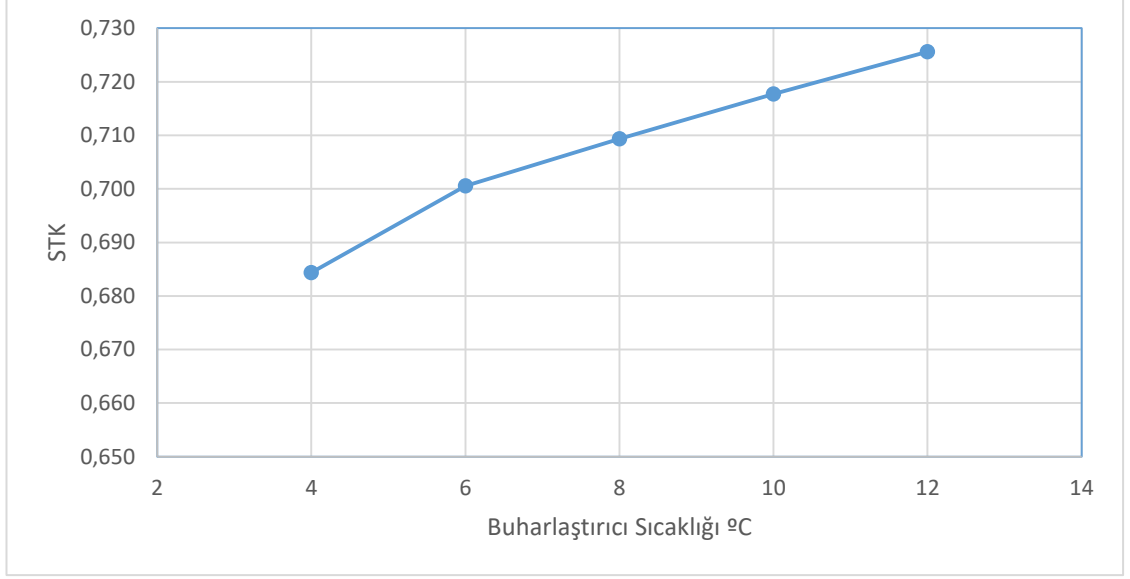
arasında değişkenlik göstermekle birlikte buna karşılık gelen STK değerleri tek kademeli LiBr-H₂O çifti için 0,902 ile 0,924 arasında, NH₃-H₂O çifti kullanılan sistem için 0,641 ile 0,676 arasında değişkenlik göstermektedir. LiBr-H₂O çifti için STK değerleri 0,684 ile 0,726 arasında, NH₃-H₂O çifti için STK değerleri 0,517 ile 0,531 arasında değişkenlik göstermektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığının tüm sistemlerde 12 °C' de iken STK' nın en yüksek seviyelere çıktığı ölçülmektedir.



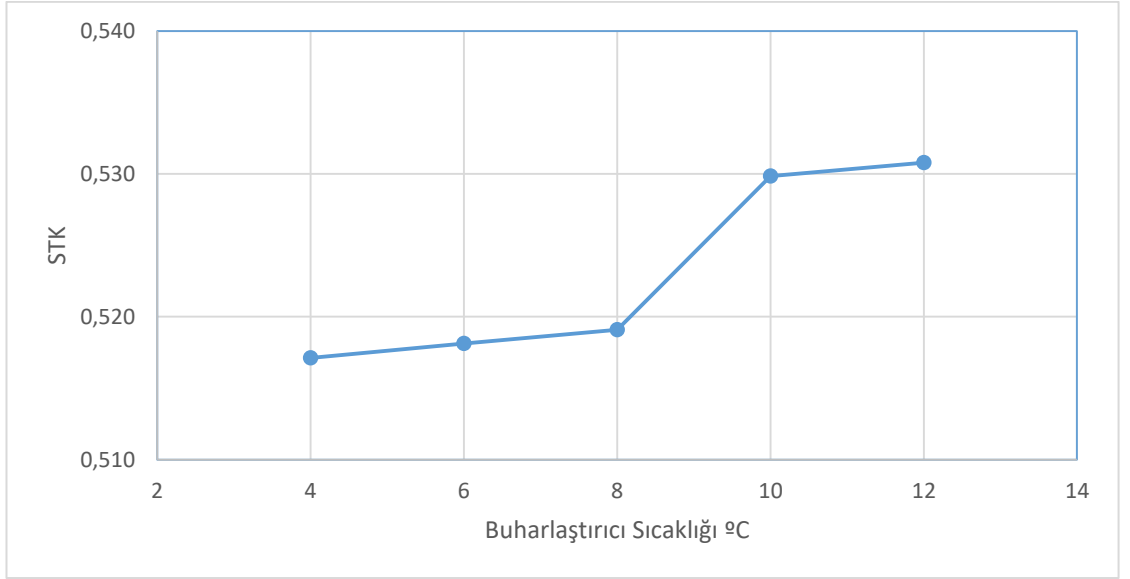
Şekil 4. 9 Tek kademeli LiBr-H₂O çifti için buharlaştırıcı sıcaklığının STK üzerine etkisi



Şekil 4. 10 Tek kademeli NH₃-H₂O çifti için buharlaştırıcı sıcaklığının STK üzerine etkisi



Şekil 4. 11 İki kademeli LiBr-H₂O çifti için buharlaştırıcı sıcaklığının STK üzerine etkisi



Şekil 4. 12 İki kademeli NH₃-H₂O çifti için buharlaştırıcı sıcaklığının STK üzerine etkisi

4.5. Absorber Sıcaklığının Etkisi

Absorber sıcaklıklarındaki değişimin STK üzerinde etkisini inceleyebilmek için tek kademeli sistem için 15°C, 20°C, 25°C, 30°C ve 35°C' de iki kademeli sistemler için LiBr-H₂O için 15°C, 20°C, 25°C, 30°C ve 35°C, NH₃-H₂O için amonyağın termodinamik özelliklerinden ötürü 10°C, 15°C, 20°C, ve 25 °C absorber sıcaklıkları için incelenmiştir.

Eşanjörü etkenlik değeri 0,60, kaynatıcı sıcaklık değeri tek kademeli sistemler için 85 °C, iki kademeli sistemlerde LiBr-H₂O 170 °C, NH₃-H₂O için 140 °C, yoğuşturucu sıcaklıkları tek kademeli sistemler için 15 °C, iki kademeli sistemlerde LiBr-H₂O 85 °C, NH₃-H₂O için 50 °C, buharlaştırıcı sıcaklığı sistemde istenilen ortamın sıcaklık değeri olan 4 °C ve soğutma yükü $Q_{buh} = 20$ kW olarak alınmıştır.

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 15°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.61' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 61 Tek Kademeli LiBr-H₂O için Tabs=15 °C

| Tabs=15 | | | |
|----------------------|----------|------------------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Q _{kay1} = | 22,170 | m= | 0,0081 |
| Q _{kay2} = | - | f ₁ = | 1,8 |
| Q _{abs1} = | -21,630 | f ₂ = | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,902 |
| Q _{yoğ} = | -21,010 | | |
| W _{pomp1} = | 0,000700 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 20°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.62' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 62 Tek Kademeli LiBr-H₂O için Tabs=20 °C

| Tabs=20 | | | |
|----------------------|----------|------------------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Q _{kay1} = | 22,750 | m= | 0,0081 |
| Q _{kay2} = | - | f ₁ = | 1,91 |
| Q _{abs1} = | -21,550 | f ₂ = | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,879 |
| Q _{yoğ} = | -21,010 | | |
| W _{pomp1} = | 0,000700 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 25°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.63' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 63 Tek Kademeli LiBr-H₂O için Tabs=25 °C

| Tabs=25 | | | |
|----------------------|----------|------------------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ξ= | 0,6 |
| Q _{kay1} = | 22,970 | m= | 0,0081 |
| Q _{kay2} = | - | f ₁ = | 2,5 |
| Q _{abs1} = | -21,870 | f ₂ = | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,87 |
| Q _{yoğ} = | -21,010 | | |
| W _{pomp1} = | 0,000700 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 30°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.64' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 64 Tek Kademeli LiBr-H₂O için Tabs=30 °C

| Tabs=30 | | | |
|----------------------|----------|------------------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ξ= | 0,6 |
| Q _{kay1} = | 22,990 | m= | 0,0081 |
| Q _{kay2} = | - | f ₁ = | 2,88 |
| Q _{abs1} = | -21,800 | f ₂ = | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,869 |
| Q _{yoğ} = | -21,010 | | |
| W _{pomp1} = | 0,000700 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 35°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.65' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 65 Tek Kademeli LiBr-H₂O için Tabs=35 °C

| Tabs=35 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 23,380 | m= | 0,0081 |
| Qkay2= | - | f1= | 4,38 |
| Qabs1= | -22,210 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,855 |
| Qyoğ= | -21,010 | | |
| Wpomp1= | 0,000700 | | |
| Wpomp2= | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 15°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.66' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 66 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tabs=15 °C

| Tabs=15 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 31,150 | m= | 0,0167 |
| Qkay2= | - | f1= | 1,78 |
| Qabs1= | -28,020 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,641 |
| Qyoğ= | -23,100 | | |
| Wpomp1= | 0,003000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 20°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.67' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 67 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tabs=20 °C

| Tabs=20 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 31,580 | m= | 0,0167 |
| Qkay2= | - | f1= | 2,06 |
| Qabs1= | -28,500 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,633 |
| Qyoğ= | -23,110 | | |
| Wpomp1= | 0,003000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 25°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.68' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 68 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tabs=25 °C

| Tabs=25 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 32,380 | m= | 0,0167 |
| Qkay2= | - | f1= | 2,51 |
| Qabs1= | -29,150 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,617 |
| Qyoğ= | -23,110 | | |
| Wpomp1= | 0,003000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 30°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.69' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 69 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tabs=30 °C

| Tabs=30 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 32,470 | m= | 0,0167 |
| Qkay2= | - | f1= | 2,95 |
| Qabs1= | -29,250 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,615 |
| Qyoğ= | -23,110 | | |
| Wpomp1= | 0,003000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 35°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.70' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 70 Tek Kademeli NH₃-H₂O için Tabs=35 °C

| Tabs=35 | | | |
|---------|----------|------|--------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 32,710 | m= | 0,0167 |
| Qkay2= | - | f1= | 3,4 |
| Qabs1= | -29,660 | f2= | - |
| Qabs2= | - | STK= | 0,611 |
| Qyoğ= | -23,110 | | |
| Wpomp1= | 0,003000 | | |
| Wpomp2= | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 15°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.71' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 71 İki Kademeli LiBr-H₂O için Tabs=15 °C

| Tabs=15 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 26,204 | m= | 0,009289407 |
| Qkay2= | 29,224 | f1= | 2,625 |
| Qabs1= | -24,825 | f2= | 6,777777778 |
| Qabs2= | -27,771 | STK= | 0,684364846 |
| Qyoğ= | -22,882 | | |
| Wpomp1= | 0,000056 | | |
| Wpomp2= | 0,000474 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 20°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.72' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 72 İki Kademeli LiBr-H₂O için Tabs=20 °C

| Tabs=20 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 26,715 | m= | 0,009289407 |
| Qkay2= | 29,224 | f1= | 3,833333333 |
| Qabs1= | -25,340 | f2= | 6,777777778 |
| Qabs2= | -27,771 | STK= | 0,684364846 |
| Qyoğ= | -22,882 | | |
| Wpomp1= | 0,000056 | | |
| Wpomp2= | 0,000474 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 25°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.73' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 73 İki Kademeli LiBr-H₂O için Tabs=25 °C

| Tabs=25 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 28,281 | m= | 0,009289407 |
| Qkay2= | 29,224 | f1= | 7,285714286 |
| Qabs1= | -26,919 | f2= | 6,777777778 |
| Qabs2= | -27,771 | STK= | 0,684364846 |
| Qyoğ= | -22,882 | | |
| Wpomp1= | 0,000056 | | |
| Wpomp2= | 0,000474 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 30°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.74' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 74 İki Kademeli LiBr-H₂O için Tabs=30 °C

| Tabs=30 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 28,776 | m= | 0,009289407 |
| Qkay2= | 29,224 | f1= | 9,545454545 |
| Qabs1= | -27,422 | f2= | 6,777777778 |
| Qabs2= | -27,771 | STK= | 0,684364846 |
| Qyoğ= | -22,882 | | |
| Wpomp1= | 0,000056 | | |
| Wpomp2= | 0,000474 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 35°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.75' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 75 İki Kademeli LiBr-H₂O için Tabs=35 °C

| Tabs=35 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 33,359 | m= | 0,009289407 |
| Qkay2= | 29,224 | f1= | 22,2 |
| Qabs1= | -32,052 | f2= | 6,777777778 |
| Qabs2= | -27,771 | STK= | 0,684364846 |
| Qyoğ= | -22,882 | | |
| Wpomp1= | 0,000056 | | |
| Wpomp2= | 0,000474 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 10°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.76' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 76 İki Kademeli NH₃-H₂O için Tabs=10 °C

| Tabs=10 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 33,252 | m= | 0,019495077 |
| Qkay2= | 38,646 | f1= | 1,869565217 |
| Qabs1= | -31,510 | f2= | 2,387096774 |
| Qabs2= | -34,718 | STK= | 0,517112722 |
| Qyoğ= | -25,708 | | |
| Wpomp1= | 0,009905 | | |
| Wpomp2= | 0,020032 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 15°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.77' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 77 İki Kademeli NH₃-H₂O için Tabs=15 °C

| Tabs=15 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 34,241 | m= | 0,019495077 |
| Qkay2= | 38,646 | f1= | 3,071428571 |
| Qabs1= | -32,509 | f2= | 2,387096774 |
| Qabs2= | -34,718 | STK= | 0,517112722 |
| Qyoğ= | -25,708 | | |
| Wpomp1= | 0,009905 | | |
| Wpomp2= | 0,020032 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 20°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.78' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 78 İki Kademeli NH₃-H₂O için Tabs=20 °C

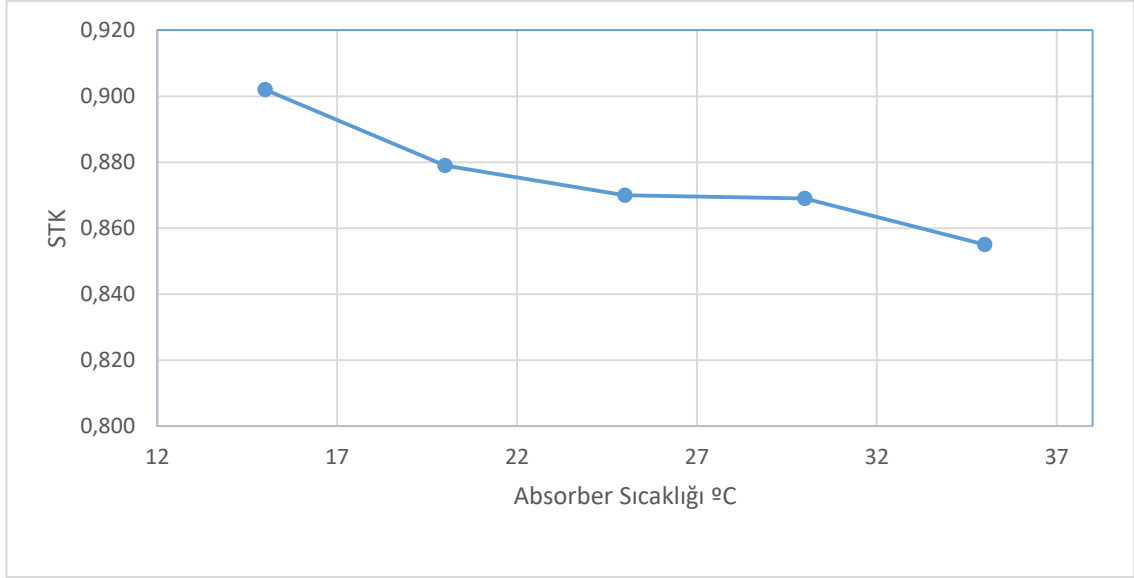
| Tabs=20 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 36,658 | m= | 0,019495077 |
| Qkay2= | 38,646 | f1= | 5,375 |
| Qabs1= | -34,943 | f2= | 2,387096774 |
| Qabs2= | -34,718 | STK= | 0,517112722 |
| Qyoğ= | -25,708 | | |
| Wpomp1= | 0,009905 | | |
| Wpomp2= | 0,020032 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde 25°C absorber sıcaklığına sahip bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.79' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

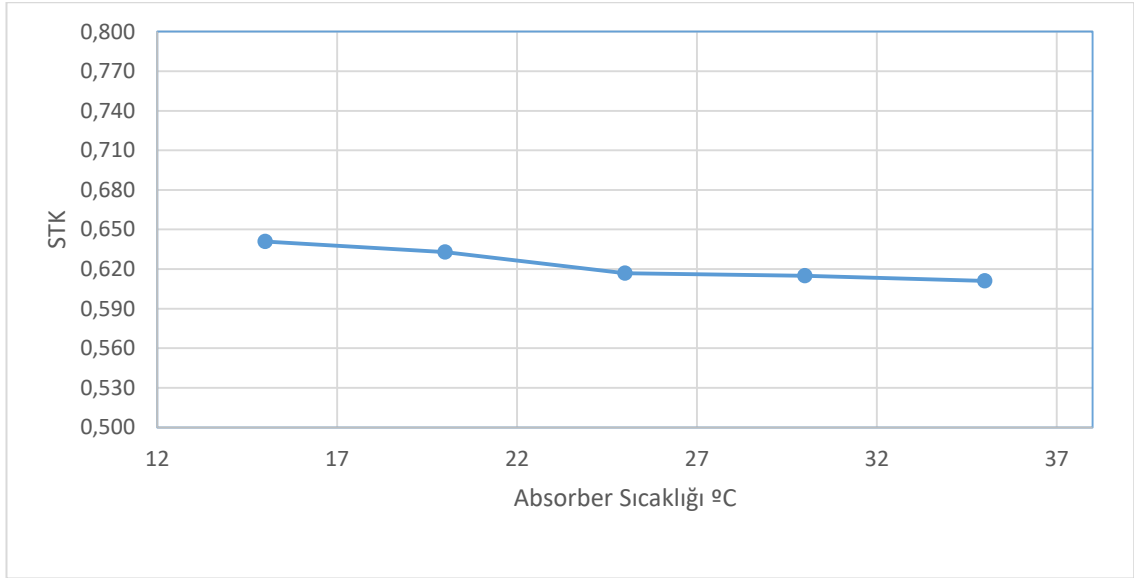
Çizelge 4. 79 İki Kademeli NH₃-H₂O için Tabs=25 °C

| Tabs=25 | | | |
|---------|----------|------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | ε= | 0,6 |
| Qkay1= | 52,325 | m= | 0,019495077 |
| Qkay2= | 38,646 | f1= | 21,5 |
| Qabs1= | -50,736 | f2= | 2,387096774 |
| Qabs2= | -34,718 | STK= | 0,517112722 |
| Qyoğ= | -25,708 | | |
| Wpomp1= | 0,009905 | | |
| Wpomp2= | 0,020032 | | |

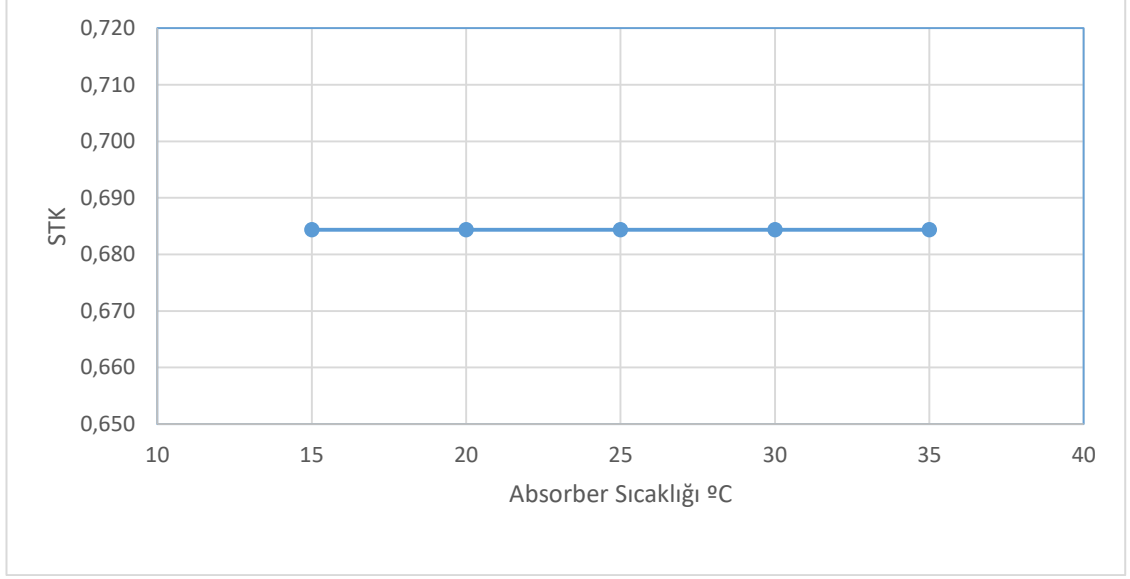
Farklı absorber sıcaklıklarının STK üzerine etkisi tek kademeli LiBr-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.13' de, tek kademeli NH₃-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.14' de, iki kademeli LiBr-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.15' de, iki kademeli NH₃-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.16' da gösterilmektedir. Burada yatay ekseninde yukarıda hesaplamalara dâhil edilen farklı absorber sıcaklık değerleri yer almakta iken düşey ekseninde bu yoğuşturucu sıcaklıkları sonucunda elde edilen STK değerleri bulunmaktadır. Absorber sıcaklıkları tek kademeli sistemler için 15 °C ile 35°C arasında değişkenlik göstermekle birlikte buna karşılık gelen STK değerleri tek kademeli LiBr-H₂O çifti için 0,855 ile 0,902 arasında, NH₃-H₂O çifti kullanılan sistem için 0,611 ile 0,641 arasında değişkenlik göstermektedir. Absorber sıcaklıkları iki kademeli LiBr-H₂O sistemler için 15 °C ile 35°C arasında, NH₃-H₂O çifti için 10 °C ile 25°C değişkenlik göstermekle birlikte buna karşılık gelen STK değerleri iki kademeli LiBr-H₂O çifti için 0,684, NH₃-H₂O çifti kullanılan sistem için 0,517 olarak tespit edilmiştir. Absorber sıcaklığının tüm sistemlerde düşük sıcaklık değerlerinde iken STK' nın en yüksek seviyelere çıktığı ölçülmektedir.



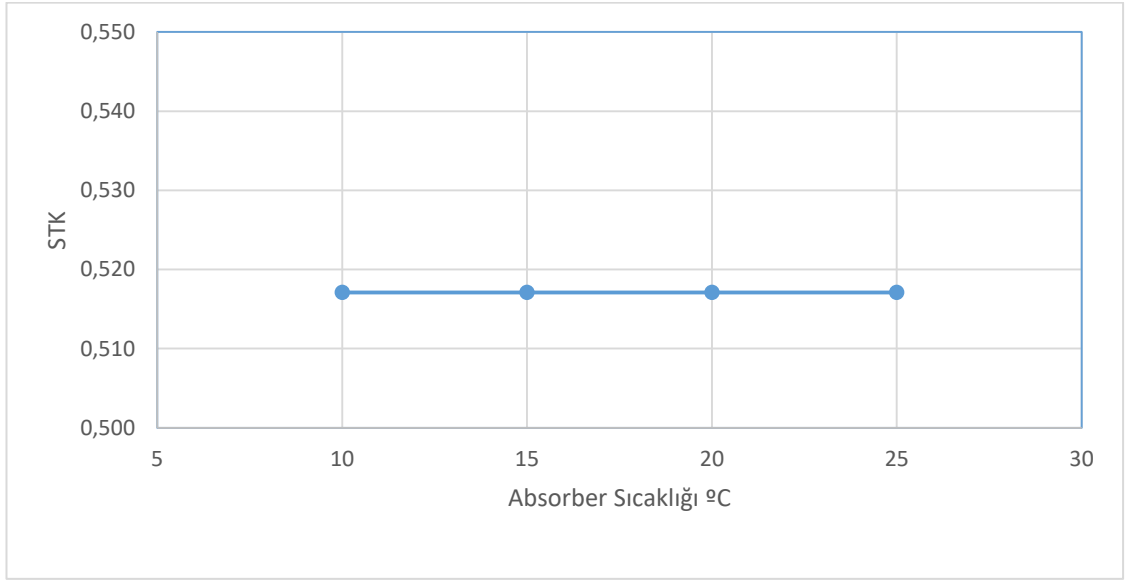
Şekil 4. 13 Tek kademeli LiBr-H₂O çifti için absorber sıcaklığının STK üzerine etkisi



Şekil 4. 14 Tek kademeli NH₃-H₂O çifti için absorber sıcaklığının STK üzerine etkisi



Şekil 4. 15 İki kademeli LiBr-H₂O çifti için absorber sıcaklığının STK üzerine etkisi



Şekil 4. 16 İki kademeli NH₃-H₂O çifti için absorber sıcaklığının STK üzerine etkisi

4.6. Eşanjör Etkenliği Etkisi

Eşanjör etkenliğinde ki değişimin STK üzerinde etkisini inceleyebilmek için tüm sistemler için eşanjörün olmaması ve eşanjörün tam verimle çalışması durumları arasındaki değerler incelenmiştir. Kaynatıcı sıcaklık değeri tek kademeli sistemler için 85 °C, iki kademeli sistemlerde LiBr-H₂O 170 °C, NH₃-H₂O için 140 °C, yoğuşurucu

sıcaklıkları tek kademeli sistemler için 15 °C, iki kademeli sistemlerde LiBr-H₂O 85 °C, NH₃-H₂O için 50 °C, buharlaştırıcı sıcaklığı sistemde istenilen ortamın sıcaklık değeri olan 4 °C ve soğutma yükü $Q_{buh} = 20 \text{ kW}$ olarak alınmıştır.

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\epsilon = 0$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.80' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 80 Tek Kademeli LiBr-H₂O için $\epsilon = 0$

| $\epsilon = 0$ | | | |
|----------------------|----------|------------------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ϵ = | 0 |
| Q _{kay1} = | 25,080 | m= | 0,0081 |
| Q _{kay2} = | - | f ₁ = | 1,8 |
| Q _{abs1} = | -23,900 | f ₂ = | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,797 |
| Q _{yoğ} = | -21,010 | | |
| W _{pomp1} = | 0,000700 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\epsilon = 0,40$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.81' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 81 Tek Kademeli LiBr-H₂O için $\epsilon = 0,40$

| $\epsilon = 0,40$ | | | |
|----------------------|----------|------------------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ϵ = | 0,4 |
| Q _{kay1} = | 23,590 | m= | 0,0081 |
| Q _{kay2} = | - | f ₁ = | 1,8 |
| Q _{abs1} = | -22,490 | f ₂ = | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,847 |
| Q _{yoğ} = | -21,010 | | |
| W _{pomp1} = | 0,000700 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\varepsilon=0,60$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.82’ de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 82 Tek Kademeli LiBr-H₂O için $\varepsilon=0,60$

| $\varepsilon=0,60$ | | | |
|----------------------|----------|------------------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ε = | 0,6 |
| Q _{kay1} = | 22,170 | m= | 0,0081 |
| Q _{kay2} = | - | f ₁ = | 1,8 |
| Q _{abs1} = | -21,630 | f ₂ = | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,902 |
| Q _{yoğ} = | -21,010 | | |
| W _{pomp1} = | 0,000700 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\varepsilon=0,80$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.83’ de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 83 Tek Kademeli LiBr-H₂O için $\varepsilon=0,80$

| $\varepsilon=0,80$ | | | |
|----------------------|----------|------------------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ε = | 0,8 |
| Q _{kay1} = | 22,090 | m= | 0,0081 |
| Q _{kay2} = | - | f ₁ = | 1,8 |
| Q _{abs1} = | -20,890 | f ₂ = | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,905 |
| Q _{yoğ} = | -21,010 | | |
| W _{pomp1} = | 0,000700 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\varepsilon=1$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.84’ de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 84 Tek Kademeli LiBr-H₂O için $\varepsilon=1$

| $\varepsilon=1$ | | | |
|----------------------|----------|------------------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ε = | 1 |
| Q _{kay1} = | 21,340 | m= | 0,0081 |
| Q _{kay2} = | - | f ₁ = | 1,8 |
| Q _{abs1} = | -20,140 | f ₂ = | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,937 |
| Q _{yoğ} = | -21,010 | | |
| W _{pomp1} = | 0,000700 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\varepsilon=0$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.85' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 85 Tek Kademeli NH₃-H₂O için $\varepsilon=0$

| $\varepsilon=0$ | | | |
|----------------------|----------|------------------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ε = | 0 |
| Q _{kay1} = | 33,630 | m= | 0,0167 |
| Q _{kay2} = | - | f ₁ = | 1,78 |
| Q _{abs1} = | -30,500 | f ₂ = | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,594 |
| Q _{yoğ} = | -23,110 | | |
| W _{pomp1} = | 0,003000 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\varepsilon=0,40$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.86' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 86 Tek Kademeli NH₃-H₂O için $\epsilon=0,40$

| $\epsilon=0,40$ | | | |
|----------------------|----------|------------------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ϵ = | 0,4 |
| Q _{kay1} = | 31,980 | m= | 0,0167 |
| Q _{kay2} = | - | f ₁ = | 1,78 |
| Q _{abs1} = | -28,850 | f ₂ = | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,625 |
| Q _{yoğ} = | -23,110 | | |
| W _{pomp1} = | 0,003000 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\epsilon=0,60$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.87' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 87 Tek Kademeli NH₃-H₂O için $\epsilon=0,60$

| $\epsilon=0,60$ | | | |
|----------------------|----------|------------------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ϵ = | 0,6 |
| Q _{kay1} = | 31,150 | m= | 0,0167 |
| Q _{kay2} = | - | f ₁ = | 1,78 |
| Q _{abs1} = | -28,020 | f ₂ = | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,641 |
| Q _{yoğ} = | -23,100 | | |
| W _{pomp1} = | 0,003000 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\epsilon=0,80$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.88' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 88 Tek Kademeli NH₃-H₂O için $\varepsilon=0,80$

| $\varepsilon=0,80$ | | | |
|----------------------|----------|------------------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ε = | 0,8 |
| Q _{kay1} = | 30,330 | m= | 0,0167 |
| Q _{kay2} = | - | f ₁ = | 1,78 |
| Q _{abs1} = | -27,700 | f ₂ = | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,659 |
| Q _{yoğ} = | -23,110 | | |
| W _{pomp1} = | 0,003000 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\varepsilon=1$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.89' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 89 Tek Kademeli NH₃-H₂O için $\varepsilon=1$

| $\varepsilon=1$ | | | |
|----------------------|----------|------------------|--------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ε = | 1 |
| Q _{kay1} = | 29,500 | m= | 0,0167 |
| Q _{kay2} = | - | f ₁ = | 1,78 |
| Q _{abs1} = | -26,380 | f ₂ = | - |
| Q _{abs2} = | - | STK= | 0,677 |
| Q _{yoğ} = | -23,110 | | |
| W _{pomp1} = | 0,003000 | | |
| W _{pomp2} = | - | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\varepsilon=0$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.90' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 90 İki Kademeli LiBr-H₂O için $\varepsilon=0$

| $\varepsilon=0$ | | | |
|-----------------|----------|----------------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | $\varepsilon=$ | 0 |
| Qkay1= | 34,356 | m= | 0,009289407 |
| Qkay2= | 36,571 | f1= | 7,285714286 |
| Qabs1= | -32,994 | f2= | 6,777777778 |
| Qabs2= | -35,119 | STK= | 0,54686961 |
| Qyoğ= | -22,882 | | |
| Wpomp1= | 0,000056 | | |
| Wpomp2= | 0,000474 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\varepsilon=0,40$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.91' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 91 İki Kademeli LiBr-H₂O için $\varepsilon=0,40$

| $\varepsilon=0,40$ | | | |
|--------------------|----------|----------------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | $\varepsilon=$ | 0,4 |
| Qkay1= | 30,306 | m= | 0,009289407 |
| Qkay2= | 31,673 | f1= | 7,285714286 |
| Qabs1= | -28,944 | f2= | 6,777777778 |
| Qabs2= | -30,220 | STK= | 0,631445049 |
| Qyoğ= | -22,882 | | |
| Wpomp1= | 0,000056 | | |
| Wpomp2= | 0,000474 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\varepsilon=0,60$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.92' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 92 İki Kademeli LiBr-H₂O için $\varepsilon=0,60$

| $\varepsilon=0,60$ | | | |
|--------------------|----------|----------------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | $\varepsilon=$ | 0,6 |
| Qkay1= | 28,281 | m= | 0,009289407 |
| Qkay2= | 29,224 | f1= | 7,285714286 |
| Qabs1= | -26,919 | f2= | 6,777777778 |
| Qabs2= | -27,771 | STK= | 0,684364846 |
| Qyoğ= | -22,882 | | |
| Wpomp1= | 0,000056 | | |
| Wpomp2= | 0,000474 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\varepsilon=0,80$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.93' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 93 İki Kademeli LiBr-H₂O için $\varepsilon=0,80$

| $\varepsilon=0,80$ | | | |
|--------------------|----------|----------------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | $\varepsilon=$ | 0,8 |
| Qkay1= | 26,256 | m= | 0,009289407 |
| Qkay2= | 26,774 | f1= | 7,285714286 |
| Qabs1= | -24,894 | f2= | 6,777777778 |
| Qabs2= | -25,322 | STK= | 0,746966173 |
| Qyoğ= | -22,882 | | |
| Wpomp1= | 0,000056 | | |
| Wpomp2= | 0,000474 | | |

LiBr-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\varepsilon=1$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.94' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 94 İki Kademeli LiBr-H₂O için $\varepsilon=1$

| $\varepsilon=1$ | | | |
|----------------------|----------|-----------------|-------------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ε = | 1 |
| Q _{kay1} = | 24,231 | m= | 0,009289407 |
| Q _{kay2} = | 24,325 | f1= | 7,285714286 |
| Q _{abs1} = | -22,869 | f2= | 6,777777778 |
| Q _{abs2} = | -22,873 | STK= | 0,822173342 |
| Q _{yoğ} = | -22,882 | | |
| W _{pomp1} = | 0,000056 | | |
| W _{pomp2} = | 0,000474 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\varepsilon=0$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.95' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 95 İki Kademeli NH₃-H₂O için $\varepsilon=0$

| $\varepsilon=0$ | | | |
|----------------------|----------|-----------------|-------------|
| | kw | | |
| Q _{buh} = | 20,000 | ε = | 0 |
| Q _{kay1} = | 82,203 | m= | 0,019495077 |
| Q _{kay2} = | 45,737 | f1= | 21,5 |
| Q _{abs1} = | -80,614 | f2= | 2,387096774 |
| Q _{abs2} = | -41,808 | STK= | 0,437000064 |
| Q _{yoğ} = | -25,708 | | |
| W _{pomp1} = | 0,009905 | | |
| W _{pomp2} = | 0,020032 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\varepsilon=0,40$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.96' da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 96 İki Kademeli NH₃-H₂O için $\varepsilon=0,40$

| $\varepsilon=0,40$ | | | |
|--------------------|----------|----------------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | $\varepsilon=$ | 0,4 |
| Qkay1= | 62,284 | m= | 0,019495077 |
| Qkay2= | 41,010 | f1= | 21,5 |
| Qabs1= | -60,696 | f2= | 2,387096774 |
| Qabs2= | -37,081 | STK= | 0,48733277 |
| Qyoğ= | -25,708 | | |
| Wpomp1= | 0,009905 | | |
| Wpomp2= | 0,020032 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\varepsilon=0,60$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.97' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 97 İki Kademeli NH₃-H₂O için $\varepsilon=0,60$

| $\varepsilon=0,60$ | | | |
|--------------------|----------|----------------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | $\varepsilon=$ | 0,6 |
| Qkay1= | 52,325 | m= | 0,019495077 |
| Qkay2= | 38,646 | f1= | 21,5 |
| Qabs1= | -50,736 | f2= | 2,387096774 |
| Qabs2= | -34,718 | STK= | 0,517112722 |
| Qyoğ= | -25,708 | | |
| Wpomp1= | 0,009905 | | |
| Wpomp2= | 0,020032 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\varepsilon=0,80$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.98' de gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 98 İki Kademeli NH₃-H₂O için $\varepsilon=0,80$

| $\varepsilon=0,80$ | | | |
|--------------------|----------|----------------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | $\varepsilon=$ | 0,8 |
| Qkay1= | 42,366 | m= | 0,019495077 |
| Qkay2= | 36,283 | f1= | 21,5 |
| Qabs1= | -40,777 | f2= | 2,387096774 |
| Qabs2= | -32,355 | STK= | 0,550769148 |
| Qyoğ= | -25,708 | | |
| Wpomp1= | 0,009905 | | |
| Wpomp2= | 0,020032 | | |

NH₃-H₂O eriyik çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\varepsilon=1$ durumunda bir sistem için sistem elemanlarının enerji ve STK değerleri Çizelge 4.99’ da gösterildiği gibi oluşmaktadır.

Çizelge 4. 99 İki Kademeli NH₃-H₂O için $\varepsilon=1$

| $\varepsilon=1$ | | | |
|-----------------|----------|----------------|-------------|
| | kw | | |
| Qbuh= | 20,000 | $\varepsilon=$ | 1 |
| Qkay1= | 32,407 | m= | 0,019495077 |
| Qkay2= | 33,919 | f1= | 21,5 |
| Qabs1= | -30,818 | f2= | 2,387096774 |
| Qabs2= | -29,991 | STK= | 0,589111643 |
| Qyoğ= | -25,708 | | |
| Wpomp1= | 0,009905 | | |
| Wpomp2= | 0,020032 | | |

Farklı eşanjör etkenliklerinin STK üzerine etkisi tek kademeli LiBr-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.17’ de, tek kademeli NH₃-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.18’ de, iki kademeli LiBr-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.19’ da, iki kademeli NH₃-H₂O çifti kullanılan sistem için Şekil 4.20’ de gösterilmektedir. Burada yatay ekseninde yukarıda hesaplamalara dâhil edilen farklı eşanjör etkenlik değerleri yer almakta iken dikey ekseninde bu yoğuşturucu sıcaklıkları sonucunda elde edilen STK değerleri bulunmaktadır. Eşanjör etkenlikleri tüm sistemler için 0 ile 1 arasında değişkenlik

göstermekle birlikte buna karşılık gelen STK değerleri tek kademeli LiBr-H₂O çifti için 0,797 ile 0,937 arasında, NH₃-H₂O çifti kullanılan sistem için 0,594 ile 0,677 arasında değişkenlik göstermektedir. İki kademeli LiBr-H₂O çifti için STK değerleri 0,547 ile 0,822 arasında, NH₃-H₂O çifti için STK değerleri 0,437 ile 0,589 arasında değişkenlik göstermektedir.

4.6. Ekonomik İnceleme

Isı merkezinden elde edilen veriler ve istenilen soğutma kapasitesi ve sıcaklık değerleri doğrultusunda kurulacak olan soğutma sisteminin ilk yatırım maliyeti ve işletme giderleri hesaplanarak sistemin kendini amorti etme süresi incelenmiştir.

Hesaplanan STK değerleri de göz önünde bulundurularak LiBr-H₂O çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin 20 kW'lık soğutma yükü ve 4 °C'lik buharlaştırıcı sıcaklığı, 170 °C kaynatıcı sıcaklığı, 85 °C yoğuşturucu sıcaklığına sahip sistem ile beslenen soğuk hava deposu kurulması planlanmıştır.

Kurulacak olan sistemin kullanım süresi 20 yıl olarak belirlenmiş olup, maliyet hesapları yapılırken malzeme giderleri ve montaj işçiliği gibi ilk yatırım maliyeti, işletmede çalışacak olan personel giderleri, bakım onarım giderleri ve kullanım ömrü sonunda tesisin kaldırılması için harcanılacak hurda sökülme maliyeti gibi işletme maliyetleri göz önünde bulundurulmuştur.

2022 yılı için tesisin kurulacağı bölgede elektrik dağıtım şirketinden alınan veriler doğrultusunda elektrik birim fiyatı 1,74 TL/kWh, yine aynı yıla ait brüt askeri ücret 6471 TL olarak alınmıştır.

İlk yatırım parça maliyetleri kapsamında buharlaştırıcı, iki adet absorber, iki adet pompa, üç adet genişleme valfi, iki adet eşanjör, iki adet kaynatıcı ve yoğuşturucu alınmış olup toplam parça maliyeti Çizelge 4.100' de gösterildiği gibidir.

Montaj işçiliği parça maliyeti ve borulama maliyetinin %10' u olarak hesaplanmış olup hesaplanan değer Çizelge 4.100' de gösterildiği gibidir (Tuğcu ve diğ., 2016).

Soğutma deposunun yaklaşık olarak 100 m² olarak yapılması planmakta olup Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığında 2022 yılı için soğutma depoları kurulduğunda kaba inşaat maliyetinin birim fiyatı 3450 TL/m² olarak alınmış olup inşaat maliyeti Çizelge 4.100' de gösterildiği gibidir.

Kurulacak olan soğutma sistemi ve soğuk hava deposunda iki tekniker çalıştırılması planlanmış olup teknikerlerin maaş çarpanı iki askeri ücret olarak ele alınmıştır. Soğutma sistemi yirmi yıl olarak planlandığından dolayı maaş giderleri bu süre üzerinden hesaplanmış olup çalışan maaş giderleri Çizelge 4.100' de gösterildiği gibidir (Yoğunlu ve diğ.,2013).

Bakım onarım maliyeti, yıllık bazda ilk yatırım maliyetinin %2 si olarak hesaplanmış olup hesaplamalar Çizelge 4.100' de gösterildiği gibidir (Şen, 2011).

Sistemin ömrünü tamamlaması durumunda hurda sökülme maliyeti ilk yatırım maliyetinin %10'u olarak hesaplanmış olup hesaplamalar Çizelge 4.100' de gösterildiği gibidir (Tuğcu ve diğ., 2016).

İstenilen soğutma yükünü absorpsiyonlu soğutma sistemi yerine elektrikli bir sistem kullanılarak karşılanması durumunda harcanılan birim elektrik ile birlikte günlük tüketimin gösterimi Çizelge 4.100' de gösterildiği gibidir. Elektrikli sistemin veriminin kayıplar göz önünde bulundurulduğunda %60 olacağı varsayımı yapılmıştır.

Çizelge 4. 100 İlk yatırım maliyeti ve işletme giderleri.

| İlk Yatırım Maliyeti | TL | İşletme Giderleri | TL |
|---------------------------------|-----------|--|-----------|
| Parça Maliyeti | 220 000 | Çalışan Maaşları | 6 212 160 |
| Borulama | 5000 | Bakım Onarım | 237 000 |
| Parça Montaj İşçiliği Giderleri | 22 500 | Hurda Söküm | 59 250 |
| İnşaat Giderleri | 345 000 | Toplam İşletme Maliyeti (20 yıl) | 6 508 410 |
| Toplam İlk Yatırım Maliyeti | 592 500 | Elektrik Enerjisi ile Soğutma Yapılan Sisteme Göre Günlük Kazanç | 1336,32 |

Soğutma sisteminin yıllık kazancı Denklem 4.1’de ki eşitlikte belirtildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$\text{Yıllık Kazanç} = \text{Günlük Kazanç} \times 360 \quad (4.1)$$

Bu eşitlik ile birlikte sistemin yıllık kazancı 481 075,2 TL olarak hesaplanmıştır. Kurulacak olan sistemin amortisman süresi Denklem 4.2’ de ki eşitlik ile hesaplanabilmektedir.

$$\text{Amortisman Süresi} = \left(\frac{\text{Toplam İlk Yatırım Maliyeti} + \text{Toplam İşletme Maliyeti}}{\text{Yıllık Kazanç}} \right) \quad (4.2)$$

Yukarıda eşitlik göz önüne alındığında kurulacak olan sistemin amortisman süresi 14 yıl 9 ay olarak hesaplanmaktadır.

Yüksek kaynatıcı sıcaklıklarının kullanılabilmesi için çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin kullanılması gerekmektedir. Bu sistemlerde kaynatıcı sıcaklıklarının artması durumunda belirli bir seviyeye kadar STK değerlerinin arttığı değerlendirilmektedir. Yapılan incelemeler Saka'nın 2019 yılında yaptığı çalışma ile bir birine yakın sonuçlar taşımaktadır (Saka, 2019).

Bu tez çalışmasında kaynatıcı sıcaklıklarında ki değişiklikler sonucu STK değerlerinde oluşan sonuçlar ile Özen ve Yağcıoğlu 2019 yılında gerçekleştirdiği araştırma arasında benzer neticeler olduğu görülmektedir. Her iki çalışmada da artan kaynatıcı sıcaklıkları belirli bir seviyeye kadar STK değerlerini yükseltmekte ve bir noktadan sonra düşüş gözlemlenmektedir (Özen ve Yağcıoğlu, 2019).

Yoğuşturucu sıcaklıklarının artmasıyla birlikte tek kademeli sistemlerde STK değerinin düştüğü görülmektedir. İki kademeli sistemlerde yoğuşturucu sıcaklıklarındaki artışlar ile birlikte LiBr- H₂O çifti kullanılan sistemlerde 85 °C kadar belirli bir artış olmak ile birlikte artan yoğuşturucu sıcaklıkları ile birlikte STK değeri hızla düştüğü görülmüştür. NH₃- H₂O çifti kullanılan iki kademeli sistemlerde yoğuşturucu sıcaklıkları artmasıyla birlikte STK değerinde küçük değişimler gerçekleşmiştir. Bu sonuçlar Mohammadi ve arkadaşlarının 2019 yılında yapmış oldukları çalışma ile benzerlikler taşımaktadır (Mohammadi ve diğ., 2019).

Buharlaştırıcı sıcaklıklarının STK üzerine etkileri incelenmiş ve yapılan incelemeler sonucunda buharlaştırıcı sıcaklıklarında ki artış ile STK değerinin yükseldiği tespit edilmiştir. Elde edilen veriler Al-Madhagi ve arkadaşlarının 2020 yılında yapmış oldukları çalışma ve Wu'nun 2020 yılında gerçekleştirdiği araştırma ile benzer sonuçlar taşımaktadır (Al-Madhagi ve diğ., 2020; Wu, 2020).

Absorber sıcaklıklarında ki artışlar ile birlikte tek kademeli sistemlerde STK değerinin düştüğü tespiti görülmüştür. İki kademeli sistemlerde 1 numaralı absorber

sıcaklıklarındaki değişim incelenmiş ve absorber sıcaklıklarında ki değişimin sistemin genel STK değerini değiştirmediği sonucuna varılmıştır.

Eşanjör etkenliğinin STK üzerine etkisine bakılmış ve yapılan hesaplamalar doğrultusunda tüm sistemler için eşanjör etkenliğinin artmasıyla birlikte STK değerinin hızla yükseldiği sonucuna ulaşılmıştır.

5. SONUÇ

Bu tez çalışmasında baca gazından dışarıya atılan egzoz gazının bünyesinde bulunan ısı enerjisinden faydalanılarak, bu enerjinin absorpsiyonlu soğutma sisteminde kaynatıcıda kullanılması neticesinde bir soğutma yükü elde edilebileceği hesaplanmıştır.

Tez çalışmasının birinci kısmında genel olarak enerji, enerjinin elde edilmesi ve enerji verimliliği üzerinde durulmuştur.

Tez çalışmasının ikinci kısmında genelden özele olmakla birlikte öncelikli olarak bölgesel ısıtma sistemlerinden, atık ısı ve baca gazı ısı kavramlarında bahsedilmiştir. Bir sonraki aşama olarak atık ısı geri kazanım sistemlerinden ve kullanılan cihazlar ele alınmıştır. Elde edilen enerjinin kullanılacağı soğutma sistemlerinden, bu soğutma sistemlerinde kullanılan ekipmanlardan bahsedilmiştir. Son olarak, kullanılan soğutucu akışkanlarda istenilen özellikler açıklanmıştır.

Tez çalışmasının üçüncü kısmında tek kademeli ve iki kademeli LiBr-H₂O ve H₂O-NH₃ eriyik çiftlerini içeren absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin termodinamik hesaplamalarının yapılabilmesi için enerji ve süreklilik denklemlerin faydalanılarak çıkarımlar yapılmıştır. Bu çıkarımlardan LiBr-H₂O ve H₂O-NH₃ eriyik çiftine sahip tek ve iki kademeli sistemlerin verileri hesaplamaların ve analizlerin yapılacağı program olan EES programına işlenmiştir ve kısa bir şekilde program ara yüzünden bahsedilmiştir.

Bölgesel ısıtma ile ısı ihtiyacı giderilen bir tesiste bulunan üç adet buhar kazanının çalıştırılması sonucu açığa çıkan egzoz gazının bacadaki sıcaklıkları tesiste bulunan baca gazı ölçüm ünitesi yardımıyla ölçülmüş olup ortalama baca gazı sıcaklık değerlerinin 180 °C - 190 °C arasında olduğu tespit edilmiştir. Baca gazı sıcaklığının simüle edilebilmesi ortalama kayıplar ile birlikte 60 °C ile 180 °C arasında kaynatıcı sıcaklıkları dikkate alınarak tek kademeli sistemler için 60 °C - 105 °C, iki kademeli sistemler için 140 °C – 180 °C arasında STK hesaplamaları yapılmıştır. Bu sonuçlar doğrultusunda kaynatıcı sıcaklığının tek kademeli sistemlerde 85 °C iken iki kademeli sistemlerde 140 °C' de iken STK'nın en üst seviyelere çıktığı gözlemlenmiştir. Mevcut ısı merkezinden tek kademeli

absorbsiyonlu soğutma sistemi ile verimli bir şekilde soğutma yükü elde edilebilmesi için baca gazı sıcaklık değerlerinin kayıplar göz önünde bulundurulduğunda iki kademeli sistemlerine yapılmasının uygun olacağı değerlendirilmiştir.

Yoğuşturucu sıcaklıklarının absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerindeki etkisini incelemek için farklı yoğuşturucu sıcaklıklarında termodinamik analizler yapılmıştır ve çıkan sonuç neticesinde tek kademeli sistemler için 15 °C yoğuşturucu sıcaklıklarında, iki kademeli sistemler göz önüne alındığında NH₃ – H₂O çifti kullanılan sistemler için 40 °C, LiBr-H₂O çifti kullanılan sistemler için 85 °C yoğuşturucu sıcaklıklarında STK değerinin en üst seviyelerde olduğu daha yüksek yoğuşturucu sıcaklıklarına çıkıldığında STK değerinin düştüğü kararlaştırılmıştır. Bunun sebebi olarak yoğuşturucu sıcaklıkları yükseldiği durumlarda termik kompresörün çıkış noktasında basınç değerlerinin arttığı bununda STK değerini düşürdüğü görülmektedir. NH₃ – H₂O çifti kullanılan sistemlerde amonyağın termodinamik özelliklerinden ötürü 50 °C üzerinde kullanılmasının uygun olmayacağı değerlendirilmiştir.

Buharlaştırıcı sıcaklıklarına bakıldığında artan buharlaştırıcı sıcaklıkları ile birlikte tüm sistemler için STK değeri artmış olmaktadır. Artan sıcaklık değerleri ile birlikte buharlaştırıcı çıkış noktasındaki soğutucu akışkanın doymuş buhar özelliğinde olması ve özgül entalpisinin artmasından ötürü harcanan birim enerji ile elde edilecek soğutma yüklerinde artışlar olduğu görülmektedir.

Absorber sıcaklıklarında ki değişimler ile birlikte absorberde eriyik konsantrasyonları değişiklikler göstermekte olup sistemin çevrim oranları farklılıklar göstermektedir. Artan absorber sıcaklıkları ile birlikte absorberde ısı değerlerinde artışlar görülmektedir. Ayrıca artan absorber sıcaklıkları ile kaynaticıda ihtiyaç duyulan ısı miktarında artışlar gözlemlenmiştir.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan eşanjörlerin çeşitli imalat yöntemleri ve çeşitlilikleri nedeniyle etkenlik değerlerinin değişmesinden dolayı STK değerlerinin nasıl değiştiği simüle edilmiş olup, eşanjör etkenlik değerlerinin artması ile birlikte STK değerlerinin hızla yükseldiği görülmüştür. Sistemde kullanılacak eşanjörün etkenlik

değerinin yüksek tutulmasının sistem verimi üzerine etkili olacağı görülmektedir. Eşanjör etkinliğinin artırılması çok büyük kapasitede ve ısı iletkenliği çok yüksek eşanjörler ile mümkün olmaktadır. Burada mühendislik açısında fayda maliyet hesaplamalarının da göz önünde bulundurularak kabul edilebilir eşanjör etkinlik değerlerine sahip eşanjörlerin tercih edilmesinin faydalı olacağı değerlendirilmektedir.

Yapılan çalışma sonucunda tek ve iki kademeli bir absorbsiyonlu soğutma sisteminin farklı kaynatici, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, absorber sıcaklıklarında ve eşanjör etkinliklerinin değişmesi sonucunda STK değerinin değişimi incelenmiş olup bundan sonra yapılacak çalışmalar için üç veya daha fazla kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemleriyle de hesaplamalar yapıp çıkan sonuçların incelenmesi önerilmektedir.

KAYNAKLAR

- Ahmad, T., Azhar, M., Sinha, M., Meraj, M., Mahbubul, I. M., & Ahmad, A. (2022). Energy analysis of lithium bromide-water and lithium chloride-water based single effect vapour absorption refrigeration system: A comparison study. *Cleaner Engineering and Technology*, 7, 100432.
- Albrecht, K. J., Laubscher, H. F., Carlson, M. D., & Ho, C. K. (2021). *Development and Testing of a 20 kW Moving Packed-Bed Particle-To-sCO₂ Heat Exchanger and Test Facility*. Paper presented at the Energy Sustainability.
- Al-Madhagi, M. A., Li, S., Iqbal, Q., & Alasri, S. (2020). Performance analysis and comparative study of two compression-assisted absorption cycles for heat pump applications. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 38, 100650.
- Akair, A., & Baej, (2021) H. The Effects of Difference Temperatures on Various Cycle Parameters of NH₃-H₂O Absorption Chiller For improve The COP and Cooling Capacity When Energised From a Low Temperature Source.
- Altınışik, K. (2004). Uygulamalarla Isı Transferi. *Nobel Yayın Dağıtım*, 242s.
- Altinkaynak, M., & Şahin, A. Ş. (2020) Comparative analysis of the performance and exergy efficiency of absorption cooling system for different working fluids. *Uluslararası Teknolojik Bilimler Dergisi*, 12(3), 101-107.
- Aphornratana, S., & Sriveerakul, T. (2007). Experimental studies of a single-effect absorption refrigerator using aqueous lithium–bromide: effect of operating condition to system performance. *Experimental thermal and fluid science*, 32(2), 658-669.
- Bataineh, K., & Taamneh, Y. (2016). Review and recent improvements of solar sorption cooling systems. *Energy and Buildings*, 128, 22-37.
- Bataineh, K. M., & Alrifai, S. (2015). Recent trends in solar thermal sorption cooling system technology. *Advances in Mechanical Engineering*, 7(5), 1687814015586120.
- Bilgin, A. (2006). Kazanlarda Baca Gazı Analizlerinin Değerlendirilmesi, İç Soğuma Kayıplarının İrdelenmesi.
- Büyükakın, M. K. (2019). Kare gaz brülör-kazan sistemlerinde yanma ile emisyon analizleri ve optimizasyon.
- Cengizalp, B. (2007). Sıcak Sulu Çelik Kalorifer Kazan Projesi. *Bitirme Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, İzmir*.
- Chahartaghi, M., Golmohammadi, H., & Shojaei, A. F. (2019). Performance analysis and optimization of new double effect lithium bromide–water absorption chiller with series and parallel flows. *International Journal of Refrigeration*, 97, 73-87.
- Cingiz ve ark. (2020). Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde R22 alternatifi soğutucu akışkanların termodinamik analizi. *Politeknik Dergisi*.
- Çimen, F. (2005). Klima Santrallerinde Enerji Tasarrufu. *TTMD Dergisi*, 40:18-22.
- Çokoksen, B. (2010). Bölge ısıtma sistemlerinin ekonomiklik alanının belirlenmesi.
- Çomaklı, K., & Terhan, M. (2011). Sıcak su üretimi için baca gazı atık enerjinin kullanımı. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 124, 43-51.
- Danışman, C. (2010). *Plakalı eşanjör etkinlik parametrelerinin deneysel analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.

- Ennis, C. J., & Botros, K. K. (2010). *Thermodynamic and Economic Assessment of Oxy-Combustion CCS System Applied to Gas Turbine-Driven Compressor Stations*. Paper presented at the International Pipeline Conference.
- Erdinç, M. T., Aktaş, A. E., & Yılmaz, A. (2020). LiBr-Su Çözümlü Absorpsiyonlu Soğutma Çevriminin Soğutma Etkinliğinin Çeşitli Şartlarda Simülasyonu. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 35(1), 211-220.
- Gao, J., Xu, Z., & Wang, R. (2021). An air-source hybrid absorption-compression heat pump with large temperature lift. *Applied Energy*, 291, 116810.
- García-de-Alva, Y., Best, R., Gómez, V. H., Vargas, A., Rivera, W., & Jiménez-García, J. C. (2021). A Cascade Proportional Integral Derivative Control for a Plate-Heat-Exchanger-Based Solar Absorption Cooling System. *Energies*, 14(13), 4058.
- Gündüz, A. H., & Cimşit, C. (2022) Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Farklı Eriyik Çiftleri İle Termodinamik Analizi. *Mühendis ve Makina*, 63(707), 201-221.
- Güney, M., & Güler, B. (2017). Isıl enerji tahrikli soğutma sistemleri. *Karadeniz Fen Bilimleri Dergisi*, 7(1), 41-52.
- Güngör, E. (2018). *Jeotermal enerji ile yapılan bölgesel ısıtma sistemlerinde enerji verimliliğinin artırılması*. Kütahya Dumlupınar Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Han, Z., Guo, J., Zhang, H., Chen, J., Huai, X., & Cui, X. (2021). Experimental and numerical studies on novel airfoil fins heat exchanger in flue gas heat recovery system. *Applied Thermal Engineering*, 192, 116939.
- He, Y., & Chen, G. (2019). Analyses of an improved double-absorber absorption refrigeration system at low temperatures. *Journal of Thermal Science*, 28(4), 705-713.
- Hertel, J., Ebert, M., Amsbeck, L., Gobereit, B., Rheinländer, J., Hirt, A., & Frantz, C. (2019). *Development and Test of a Direct Contact Heat Exchanger (Particle-Air) for Industrial Process Heat Applications*. Paper presented at the Energy Sustainability.
- Hewitt, G., Shires, G., & Bott, T. (1994). Process heat transfer, 1994. *CRC Publication, New York*, 534.
- İsa, K., & Onat, A. (2017). İklimlendirme Ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği. *Doğan Yayıncılık*, 40-76.
- Kaewpradub, S., Sanguanduean, P., Katesuwan, W., Chimres, N., Punyasukhananda, P., Asirvatham, L. G., . . . Wongwises, S. (2018). Absorption refrigeration system using engine exhaust gas as an energy source. *Case studies in thermal engineering*, 12, 797-804.
- Kadam, S. T., Kyriakides, A.-S., Khan, M. S., Shehabi, M., Papadopoulos, A. I., Hassan, I., . . . Seferlis, P. (2022). Thermo-economic and environmental assessment of hybrid vapor compression-absorption refrigeration systems for district cooling. *Energy*, 243, 122991.
- Kakac, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2002). *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*: CRC press.
- Kaya, H., Günver, F., & Kirmaci, V. (2018). Experimental investigation of thermal performance of parallel connected vortex tubes with various nozzle materials. *Applied Thermal Engineering*, 136, 287-292.

- Kazemiani-Najafabadi, P., Rad, E. A., & Simonson, C. J. (2022). Designing and thermodynamic optimization of a novel combined absorption cooling and power cycle based on a water-ammonia mixture. *Energy*, 253, 124076.
- Kenan, S. (2019). Üç Kademeli Soğurmalı Soğutma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi. *Bitlis Eren Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 8(3), 1075-1085.
- Kılıç, B. (2008). *Plakalı ısı eşanjörlerinin ısıtma ve soğutma uygulamaları için optimum çalışma şartlarının araştırılması*. SDÜ Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Kim, G., Jung, H. S., Park, S., & Kang, Y. T. (2022). Performance analysis of type 1 and type 2 hybrid absorption heat pump using novel working pairs. *Energy*, 241, 122872.
- Kocabaş, C. (2014). *Farklı malzemelerden imal edilmiş plakalı ısı değiştiricilerinin atık ısı geri kazanım performanslarının deneysel analizi*. Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Kuvel, A. (2005). Baca gazlarından atık ısı geri kazanımının deneysel olarak incelenmesi.
- Li, Y., Fu, L., Zhang, S., & Zhao, X. (2011). A new type of district heating system based on distributed absorption heat pumps. *Energy*, 36(7), 4570-4576.
- Lu, D., Liu, Z., Bai, Y., Cheng, R., & Gong, M. (2022). Study on the multi-energy complementary absorption system applied for combined cooling and heating in cold winter and hot summer areas. *Applied Energy*, 312, 118746.
- Mäki, E., Kannari, L., Hannula, I., & Shemeikka, J. (2021). Decarbonization of a district heating system with a combination of solar heat and bioenergy: A techno-economic case study in the Northern European context. *Renewable Energy*, 175, 1174-1199.
- Mohammadi, K., Khaledi, M. S. E., & Powell, K. (2019). A novel hybrid dual-temperature absorption refrigeration system: Thermodynamic, economic, and environmental analysis. *Journal of cleaner production*, 233, 1075-1087.
- Mollahüseyinoğlu, Ö. (2006). *Balıkesir Gönen ve Kütahya Simav jeotermal ısıtma sistemlerinin karşılaştırılması*. Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Oğuz, N. (2019). Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma çeviriminin incelenmesi.
- Olabi, A., Elsaid, K., Sayed, E. T., Mahmoud, M. S., Wilberforce, T., Hassiba, R. J., & Abdelkareem, M. A. (2021). Application of nanofluids for enhanced waste heat recovery: a review. *Nano Energy*, 84, 105871.
- Ortiz, M., Mammoli, A., & Vorobief, P. (2021). A TRNSYS model of a solar thermal system with thermal storage and absorption cooling. Paper presented at the 2008 GSW.
- Özen, D. N., & Yağcıoğlu, K. Ç. (2019). LiBr-H₂O Akişkan Çiftini Kullanan Bir Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi İçin Termodinamik Ve Ekserji Analizi. *Selçuk Üniversitesi Mühendislik, Bilim Ve Teknoloji Dergisi*, 7(1), 135-145.
- Sahli, H., Tashtoush, B., & Nahdi, E. (2022). Analysis of a hybrid solar absorption cooling system with thermoelectric generator. *Thermal Science and Engineering Progress*, 35, 101474.
- Saka, K. (2017). İki Kademeli Bir Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde Eşanjör Kullanımının Termodinamik Açından İncelenmesi.
- Saka, K., Yamankaradeniz, N., Kaynaklı, F., & Kaynaklı, Ö. (2015). Hava Soğutmalı Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Enerji Ve Ekserji Analizi. *Proceedings of the 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 1135-1151.
- Saraç, B. (2021). Buhar Sikiştirmeli Soğutma Test Ünitesine İleri Ekserji Metodunun Uygulanması. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 41(1), 157-166.

- Shiue, A., Hu, S.-C., & Chiang, K.-H. (2018). Effect of operating variables on performance of an absorption chiller driven by heat from municipal solid waste incineration. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 27, 134-140
- Şahin, F. (2015). *Buhar sıkıştırma ve termoelektrik teknolojilerinin kullanıldığı hibrit bir buzdolabında soğutma performansının incelenmesi*. Niğde Üniversitesi.
- Şen, B., 2011, Elazığ atmosferik kontrollü soğuk hava deposu fizibilite raporu, Elazığ Ticaret ve Sanayi Odası, Elazığ, Türkiye.
- Şengöz, M. (2021). Ulusal Enerji Yönetimi. *Uluslararası Politik Araştırmalar Dergisi*, 7(1), 73-85.
- Terhan, M. (2010). *Atatürk Üniversitesi ısıtma sistemi kazan bacalarında ısı geri kazanım potansiyelinin araştırılması*. Atatürk Üniversitesi.
- Tokgöz, N., & Özgün, Ö. (2019). Atık Isı Geri Kazanım Sistemlerine Yönelik Literatür Araştırması ve Sanayiden Örnek Vaka İncelemesi. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 34(2), 57-72.
- Tuçcu, A., Arslan, O., Ramazan, K., & Yamankaradeniz, N. (2016). Jeotermal destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik ve ekonomik analizi: Simav örneği. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 36(1), 143-159.
- Uysal, H. L. (2019). *Endüstriyel boyahane tesislerinde baca gazı atık ısısının geri kazanım analizi ve bir uygulama*. Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Willems, D. (2006). *Advanced system controls and energy savings for industrial boilers*. Paper presented at the ASME Citrus Engineering Symposium.
- Wu, W. (2020). Low-temperature compression-assisted absorption thermal energy storage using ionic liquids. *Energy and Built Environment*, 1(2), 139-148.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., Kaynaklı, Ö., & Yamankaradeniz, N. (2017). Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları.
- Yavuz, A. B., Osman, K., & Yaniktepe, B. Performance Analysis of A Single Stage Absorption Cooling System at Different Operating Temperatures. *Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 5(Özel Sayı), 196-205.
- Ye, Z., & Holubec, V. (2021). Maximum efficiency of absorption refrigerators at arbitrary cooling power. *Physical Review E*, 103(5), 052125.
- Yıldırım, İ. m. M., Kaya, D., Eyidoğan, M., Kılıç, F. Ç., & Özdemir, N. C. (2017). Bir Kimyasal Üretim Tesisinde Absorpsiyonlu Soğutucu ile Atık Isı Geri Kazanımı.
- Yoğunlu, A., Yüzeroğlu, M., Hopoğlu, S., Güravşar Gökçe, S., 2013, Dondurulmuş Meyve-Sebze Sektör Analizi ve Önfizibilitesi, Fırat Kalınma Ajansı, Malatya, Türkiye.
- Zaidan, M. H., Khalaf, H. J., & Hashim, A. M. (2021). *Performance Evaluation of the Single-Stage Absorption Cooling System through Energy and Exergy Analysis*. Paper presented at the IOP Conference Series: Materials Science and Engineering.
- Zhai, C., Sui, Z., & Wu, W. (2021). Geometry optimization of plate heat exchangers as absorbers in compact absorption refrigeration systems using H₂O/ionic liquids. *Applied Thermal Engineering*, 186, 116554.
- Zhang, L., Li, Y., Zhang, H., Xu, X., Yang, Z., & Xu, W. (2021). A review of the potential of district heating system in Northern China. *Applied Thermal Engineering*, 188, 116605.

EKLER

EK 1

EK 2

EK 3

EK 4

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Emre KARABAKAL
Doğum Yeri ve Tarihi : KASTAMONU 10/06/1993
Yabancı Dil : İngilizce/Almanca

Eğitim Durumu
Lise : Mustafa Kaya Anadolu Lisesi
Lisans : Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Türkiye Petrolleri A.O.
Milli Savunma Üniversitesi (Öğretim Görevlisi)

İletişim (e-posta) : emrekarabakal@gmail.com

Yayınları : -