

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNİN TERMODİNAMİĞİN
II. YASASI AÇISINDAN ANALİZİ**

Makina Mühendisi Özkan DAYI

**FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doc. Dr. Düriye BİLGE

Prof. Dr. Okay KINCAI: O. Kincaı

Y. Doc. Dr. Zahra Gümüştepe:
Zahra Gümüştepe

İSTANBUL, 2005

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTIMA LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÇİZELGE LİSTESİ	vii
ÖNSÖZ.....	viii
ÖZET	ix
ABSTRACT	x
1. GİRİŞ.....	11
1.1 Termodinamiğin temel kanunları	11
1.2 Gerekli tanımlamalar	13
2. TERMODİNAMIĞIN BİRİNCİ YASASI.....	14
2.1 Kapalı sistemler	16
2.2 Kontrol Hacimleri.....	18
3. TERMODİNAMIĞIN İKİNCİ YASASI	22
3.1 Entropi	24
4. İKİNCİ YASANIN MÜHENDİSLİK ANALİZİ	31
5. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ	35
5.1 Soğutma Çevrimlerinde Kullanılan Ekipmanlar	35
5.1.1 Soğutma Kompresörleri.....	36
5.1.2 Kondenser (Yoğuşturucu).....	39
5.1.3 Evaporatörler (Buharlaştırıcı).....	44
5.2 Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi	46
5.2.1 Gerçek Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi.....	46
5.2.2 Gerçek Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi.....	49
5.2.3 Gerçek Hava Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi	53
6. GERÇEK BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN SAYISAL TERMODİNAMİK ANALİZİ	57
6.1 Termodinamiğin I. Kanunu Analizi :	60
6.2 Termodinamiğin II. Kanunu ve Kullanılabilir Enerji Analizi :	61
6.3 Buharlaştırıcıda ve Yoğuşturucuda Sürtünme Nedeniyle Basınç Kaybının Sistem Performansı Üzerinde Etkisi.....	64

6.4	Borulardaki Sürtünme Nedeniyle Basınç Kaybının Sistem Performansı Üzerinde Etkisi.....	66
6.5	Borulardaki Çevreden Olan Isı Kaybı veya Kazancının Sistem Performansı Üzerinde Etkisi	68
6.6	Kompresörün İzantropik Veriminin Sistem Performansı Üzerinde Etkisi	69
7.	GERÇEK ABSORBSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN SAYISAL TERMODİNAMİK ANALİZİ	71
7.1	Termodinamiğin I. Kanunu Analizi :	75
7.2	Termodinamiğin II. Kanunu ve Kullanılabilir Enerji Analizi :	76
8.	GERÇEK HAVA SIKIŞTIRMALI (TERS BRAYTON) SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN SAYISAL TERMODİNAMİK ANALİZİ	79
8.1	Termodinamiğin I. Kanunu Analizi :	81
8.2	Termodinamiğin II. Kanunu ve Kullanılabilir Enerji Analizi :	82
8.3	Buharlaştırıcıda ve Yoğusturucuda Sürtünme Nedeniyle Basınç Kaybının Sistem Performansı Üzerinde Etkisi.....	84
8.4	Borulardaki Sürtünme Nedeniyle Basınç Kaybının Sistem Performansı Üzerinde Etkisi.....	85
8.5	Borulardaki Çevreden Olan Isı Kaybı veya Kazancının Sistem Performansı Üzerinde Etkisi	87
8.6	Kompresörün ve Türbinin İzantropik Verimlerinin Sistem Performansı Üzerinde Etkisi.....	88
9.	SONUÇLAR.....	90
	KAYNAKLAR.....	92
	ÖZGEÇMİŞ.....	94

SİMGE LİSTESİ

COP	Soğutma Etkinlik Katsayısı (Birimsiz)
c_p	Sabit Basınçta Özgül Isı (kJ/kg.K)
c_v	Sabit Hacimde Özgül Isı (kJ/kg.K)
E	Enerji (kJ)
e	Özgül Enerji (kJ/kg)
G	Gibbs Fonksiyonu (kJ)
g	Özgül Gibbs Fonksiyonu (kJ/kg)
H	Entalpi (kJ)
h	Özgül Entalpi (kJ/kg)
h°	Metalpi (kJ/kg)
Ψ	Kullanılabilirlik (kJ)
ψ	Özgül Kullanılabilirlik (kJ / kg)
ψ_a	Akış Kullanılabilirliği (kJ / kg)
KE	Kinetik Enerji (kJ)
Ψ_{ky}	Kayıp Kullanılabilir Enerji (kJ)
Ψ_Q	Isının Kullanılabilirliği (kJ)
Ψ_w	İşin Kullanılabilirliği (kJ)
m	Kütle (kg)
\dot{m}	Kütle Debisi (kg/s)
n	Politropik Üs (Birimsiz)
P	Basınç (kPA)
PE	Potansiyel Enerji (kJ)
Q	Isı (kJ)
R	Gaz Sabiti (kJ/kg.K)
S	Entropi (kJ/K)
s	Özgül Entropi (kJ/kg.K)
Süret	Entropi Üretimi (kJ/K)
T	Sıcaklık (K)
t	Zaman
U	İç Enerji (kJ)
u	Özgül İç Enerji (kJ/kg)
v	Özgül Hacim (m ³ /kg)
V	Hacim (m ³)
v	Hız (m/s)
W	İş (kJ)
Z	Yükseklik (m)
EVP	Evaporatör
KON	Kondenser
KOM	Kompresör
TUR	Türbin
Δ	Değişim 1-2
Pr	Bağıl Basınç
I	Tersinmezlik (kJ)

KISALTMA LİSTESİ

EVP	Evaporatör
KON	Kondenser
KOM	Kompresör
TUR	Türbin
SASA	Sürekli Akışlı Sürekli Açık
GEN	Generator (Absorbsiyonlu Sistemde)
ABS	Absorber (Absorbsiyonlu Sistemde)
EŞN	Eşanjör (Absorbsiyonlu Sistemde)



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Evren sistem Termal Kaynak Karşılaştırma.....	14
Şekil 2.2 Açık,Kapalı, İzole Sistem karşılaştırması	14
Şekil 3.1 Bir Isı Makinasının ve Bir Soğutma Makinasının Genel Çizimi	22
Şekil 5.2.1.1 Gerçek Soğutma Çevrimi Şematik Şekli.....	46
Şekil 5.2.2.1 Gerçek Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi Şematik Şekli	49
Şekil 5.2.3.1 Gerçek Hava Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi Şematik Şekli.....	53
Şekil 6.1 İki kademe sıkıştırılmalı ara soğutmalı gerçek soğutma çevrimi	57
Şekil 6.3.1 Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucudaki Basınç kaybının sistem performansı üzerindeki değişimi.....	65
Şekil 6.4.1 Borulardaki Basınç kaybının sistem performansı üzerindeki değişimi.....	67
Şekil 6.5.1 Borulardaki ısı kaybı/Kazancının sistem performansı üzerindeki değişimi.....	69
Şekil 6.6.1 Kompresörün izantropik veriminin sistem performansı üzerindeki etkisi.....	70
Şekil 7.1 Li-Br/H ₂ O Çözeltili Absorbsiyonlu Gerçek Soğutma Çevrimini.....	71
Şekil 8.1 Hava Sıkıştırılmalı Gerçek Soğutma Çevrimi	79
Şekil 8.3.1 Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucudaki Basınç kaybının sistem performansı üzerindeki değişimi.....	85
Şekil 8.4.1 Borulardaki Basınç kaybının sistem performansı üzerindeki değişimi.....	86
Şekil 8.5.1 Borulardaki ısı kaybı veya kazancının sistem performansı üzerindeki değişimi	88
Şekil 8.6.1 Kompresörün ve türbinin izantropik veriminin sistem performansı üzerindeki etkisi.....	89

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 6.1 Alarko/Carrier seçilen Buhar Sıkıştırılmalı cihaz katalog değerleri	58
Çizelge 6.2 İncelenen soğutma sisteminin belirli noktalarının termodinamik değerleri	59
Çizelge 6.3 Sistemin hal değişikliği neticesinde iş, ısı ve ekserji değerleri	63
Çizelge 6.3.1 Buharlaştırıcıda ve yoğuşturucuda basınç kaybının sistem performansı üzerinde etkisi	64
Çizelge 6.3.2 Buharlaştırıcıda ve yoğuşturucuda basınç kaybının sistem performansına oransal etkisi	64
Çizelge 6.4.2 Borulardaki basınç kaybının sistem performansı üzerindeki oransal etkisi	66
Çizelge 6.5.1 Borulardaki ısı kaybı/kazancının sistem performansı üzerindeki etkisi	68
Çizelge 6.5.2 Borulardaki ısı kaybı/kazancının sistem performansı üzerindeki oransal etkisi	68
Çizelge 6.6.1 Kompresörün izantropik veriminin sistem performansı üzerindeki etkisi	69
Çizelge 6.6.2 Kompresörün izantropik veriminin sistem performansı üzerindeki oransal etkisi	70
Çizelge 7.1 Alarko/Carrier seçilen absorpsiyonlu cihaz katalog değerleri	72
Çizelge 7.2 Alarko/Carrier 16JB cihazı Li-Br için çevrim termodinamik şartları	73
Çizelge 7.3 İncelenen soğutma sisteminin belirli noktalarının termodinamik değerleri	74
Çizelge 7.4 Sistemin hal değişikliği neticesinde iş, ısı ve ekserji değerleri	78
Çizelge 8.1 Gerçek hava sıkıştırılmalı cihazın bilinen değerleri	80
Çizelge 8.2 İncelenen soğutma sisteminin belirli noktalarının termodinamik değerleri	80
Çizelge 8.3 Sistemin hal değişikliği neticesinde iş, ısı ve ekserji değerleri	83
Çizelge 8.3.1 Buharlaştırıcıda ve yoğuşturucuda basınç kaybının sistem performansı üzerinde etkisi	84
Çizelge 8.3.2 Buharlaştırıcıda ve yoğuşturucuda basınç kaybının sistem performansına oransal etkisi	84
Çizelge 8.4.1 Borulardaki basınç kaybının sistem performansı üzerinde etkisi	85
Çizelge 8.4.2 Borulardaki basınç kaybının sistem performansı üzerindeki oransal etkisi	86
Çizelge 8.5.1 Borulardaki ısı kaybı/kazancının sistem performansı üzerindeki etkisi	87
Çizelge 8.5.2 Borulardaki ısı kaybı/kazancının sistem performansı üzerindeki oransal etkisi	87
Çizelge 8.6.1 Kompresörün izantropik veriminin sistem performansı üzerindeki etkisi	88
Çizelge 8.6.2 Kompresörün izantropik veriminin sistem performansı üzerindeki oransal etkisi	89
Çizelge 9.1 Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi Analiz Sonucu	90
Çizelge 9.2 Gerçek Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi Analiz Sonucu	90
Çizelge 9.3 Gerçek Hava Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi Analiz Sonucu	90

ÖNSÖZ

I. ve II. Dünya savaşından sonra hızla gerçekleştirilen endüstrileşme atağı tüm ülkeler için kaçınılmaz bir rekabet oluşturmuş ve bunun sonucunda ise doğal kaynakların hızla tüketilip yeni enerji arayışları veya varolanı minimum sarfiyatla kullanıp maliyetleri düşürme hesapları yapılması gereği doğurmuştur. Ancak bilinmesi gereken bir başka husus, içinde bulunduğumuz çağın bir bilgi çağı olduğu ve yapılan hesaplar ve eğitim eğilimlerinin bu doğrultuda olduğu ve gelecek yıllarda ise bu çağın da biteceği ve yeni bir döneme girileceği ise aşıkardır. Zaten gerek politik gerekse stratejik hesaplar bu doğrultuda yapılmaya çoktan başlanmıştır. Bu çağ hiç birimizin yabancı olmadığı enerji çağıdır.

Enerji çağında insanoğlunun yapması gereken yeni enerji arayışlarına gitmek veya birtakım hiç yapılmamış hesaplarla varolanı değerlendirmek veya minumuma indirmektir. İşte biz bu yapılan hesap şekline **Ekserji Analizi** adını vermekteyiz ve bu tezimde ekserji analizi metodunu kullanarak Soğutma Çevrimlerinin Termodinamiğin II. Yasası analizini yapmayı amaçlamış bulunmaktayım.

Çalışmalarım sırasında bana gösterdiği anlayış ve sabırlarından ötürü saygıdeğer hocam Doç.Dr.Düriye Bilge'ye, değerli fikirlerini benimle paylaştığından ötürü sayın Yrd. Doc.Dr.Galip Temir'e, ve Arş. Gör. Handan Çubuk'a ve destek ve yardımlarından ötürü gecelerini benimle paylaşan sevgili eşim Ceyhan Dayı'ya teşekkürlerimi sunarım.

ÖZET

Soğutma Çevrimleri Buhar Sıkıştırırmalı, Absorpsiyon (Soğurmalı) ve Gaz Akışkanlı olmak üzere literatürlerde adlandırılırlar.

Bu sistemlerin analizi termodinamiğin birinci kanunu “Enerji Analiz Yöntemi”, ikinci yasa ve entropi analizi son olarakda ekserji, kullanılabilir enerji analizi yapılarak sistemdeki tersinmezlikler incelenecek ve sistemlerin performansları çeşitli durumlarda etüt edilerek mevcut halleri birbirleriyle karşılaştırılacaktır.

Dikkat edilmesi gereken bir başka husus ise bu sistemlerin gerçek sistemler oldukları ve piyasada kullanıldıklarıdır. Bu sebeple kullanılan cihaz özellikleri ve markasıda ayrıca belirtilmiştir.

Gaz Akışkanlı sistem uçaklarda türbin ve kompresör vasıtasıyla havanın sıkıştırılıp genişletilerek kokpit içerisinde ısıtma ve soğutma maksatlı kullanıldığından bu sistemin gerçekte piyasada bulunması güçlüğünden ötürü literatür karşılaştırılması yapılmış ve sayısal analiz yöntemi uygulanmıştır.

Anahtar kelimeler: Kullanılabilirlik, kullanılabilir enerji, ekserji, ikinci kanun verimi, soğutma çevrimleri, absorpsiyon.

ABSTRACT

In Literature Cooling (Refrigeration) Cycles are named as Steam Compressed, Absorption and Gaz Refrigerant.

These systems analysis will be done by thermodynamics first law “Energy Analysis System”, second law and entorpy analysis and the last one as exergy, usable energy analysis and irreversible situations are evaluated within the system and systems performances are evaluated in various situations and their existing situations are compared.

Other situation that must be cared is these systems are real systems and are using in the real market. That is why the equipments specifications and brand name is depicted in the sections.

Gas Refrigerant flued system is used as cocpit cooling and heating by compressing and decompressing the air within the turbin and compressor in aircrafts, because of it is very difficult to find this system in real market, I made literature compare and numerical analysis.

Keywords: Availability, available energy, exegy, second law efficiency, refrigeration cycle, absoption.



1. GİRİŞ

Termodinamik iki ismin birleşmesiyle meydana gelmiştir.<Thermo> başlangıcı Yunanca'da ısı manasına gelir. <Dynamic> kelimesine gelince bu ondokuzuncu yüzyılın ortalarına doğru, enerji ve kuvvet uygulanmış cisimlerin incelenmesi anlamına gelmekteydi. Bugün dinamik denildiği zaman yalnız kuvvet uygulanmış cisimlerin incelenmesi anlaşılır, bununla beraber termodinamik kelimesi içinde bunu ilk anlamı ile kabul etmek gerekmektedir (Aybers, 1972).

Bu genel anlamı ile kısaca : Termodinamik ısı ile enerjinin diğer şekilleri arasındaki bağıntıları incelemekte olan bir fiziki ilim koludur.

Mühendislik termodinamiği ise bu genel ilim kolunun doğrudan doğruya mühendisleri ilgilendiren kısmına verilmiş bir isimdir. Mühendislik termodinamiğinin hedeflerinden biri, bir maddeye iş veya ısı uygulandığı zaman maddenin hal değiştirmesini incelemek için gerekli metotları tespit etmektedir. Belirli bir hal değiştirmeyi temin etmek için maddeye ne miktar iş ve ısı eklenmesi veya çıkarılması lazım geldiğini hesaplamak yöntemlerini verir.

Bu tatbiki bilim kolunu diğer önemli hedeflerinden biri de ısının işe çevrilmesi olayını incelemeye gerekli metotları tayin etmek ve soğuk bir kaynaktan daha sıcak bir kaynağa belirli bir miktar ısı nakletmek için ne miktar iş uygulanması gerektiğini tespit etmektedir.

1.1 Termodinamiğin temel kanunları.

Termodinamik kanunları ampirik kanunlardır. Bunlar, ısının ve maddenin bünye ve yapılarını düşünmeden basınç, hacim, sıcaklık ve ısı miktarı gibi doğrudan doğruya ölçülen kavramların yardımı ile tecrübelerden istinaden çıkarılmıştır.

İlk olarak <Cont Rumford> Bavyara'da bir top fabrikası müdürü iken, topun imalat esnasında delinirken önemli bir miktar ısı hasıl olduğunu gözlemlemiştir. Bundan sonra Sir Humphry Davy, Robert Mayer ve James Proscott Joule (1830-1843) gibi bilginler muhtelif deneyler ile enerjinin ısıya çevrilebildiğini incelemiş ve ısının da bir enerji çeşidi olduğunu göstermişlerdir.

Bütün bu neticeler Helmholtz tarafından 1847 senesinde bir makale halinde yayınlanmış ve bu suretle termodinamiğin birinci kanunu meydana gelmiştir. Pratik hayatımızda uygulamasını her an gördüğümüz bu kanun aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

Isı bir enerji çeşididir ve enerjinin diğer şekillerine çevrilebilir, fakat enerji yaratmak ve yok etmek mümkün olmadığına göre, herhangi bir değişimde toplam enerji miktarı sabit kalır.

1824 senesinde <Sadi Carnot> isimli genç bir Fransız mühendisi, yaklaşık 50 sene evvel <Watt> tarafından icat edilmiş bulunan buhar makinesinin verimini iyileştirmeye çalışırken çok ilgi çekici yeni bir sonuca vardı. Carnot su buharı yerine başka bir buhar kullanmak sureti ile verimi yükseltmeyi ümit ederken, buhar makinesi devresinin veriminin makine içinde iş gören maddeye ait olmadığı ve sadece makinenin arasında çalışmakta olduğu iki sınır sıcaklığına bağlı olduğunu buldu.

1851 de <Lord Kelvin> Carnot'nun çalışmalarını düzenleyerek termodinamiğin ikinci kanununu kurdu. Bu çalışmalardan elde edilen sonuçlara göre ısı ancak sıcak bir kaynaktan daha soğuk bir kaynağa doğru kendiliğinden akar ve akan ısı miktarının bir kısmını işe çevirmek imkanı bulunur.

Termodinamiğin ikinci kanunu Kelvin-Plank tarafından aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir :

Yalnız, bir sıcak kaynaktan ısı almak ve bu ısıya eşdeğer miktarda iş vermektan başka bir şey yapmadan devresini tamamlayan, bir akışkan makinesi mevcut değildir. Yani mükemmel bir ısı makinesi inşa edilemez.

Bununla beraber, ısayı soğuk bir kaynaktan daha sıcak bir kaynağa nakletmek de mümkündür. Bu ancak bir soğutma makinesi (ısı pompası) yardımı ile yapılabilir. Bu nedenle üçüncü bir sistem soğutma makinesini yani ısı pompasını, çalıştırmak için gerekli işi (veya eşdeğerini) temin etsin.

Termodinamiğin ikinci kanununun <Clausius> tarafından verilmiş olan diğer bir ifadesi de aşağıdaki gibidir :

Isı kendiliğinden soğuk bir kaynaktan daha sıcak bir kaynağa geçemez. Bu işle ancak dışarıdan enerji uygulanması ile yapılabilir.

Birinci kanun gibi termodinamiğin ikinci kanunu da ispat edilmiş değildir. Ancak şimdiye kadar bunun tersine rastlanmamış olduğundan temel prensip olarak kabul edilmiştir.

Termodinamiğin birinci kanunu bize ısı enerjisinin, diğer enerji çeşitlerine çevrilebileceğini bildirirken ikinci kanunu bunun hangi şartlar altında mümkün olabileceğini öğretmektedir.

1.2 Gerekli tanımlamalar

Sistem ve onun etrafı : Termodinamik de sistem kelimesi, maddenin kendi civarından gerçek sanal bir sınırla ayrılmış bir parçasını işaret etmek amacıyla kullanılır.

Etraf deyiş i ise bu sınırın dışında kalan fakat sistem üzerinde bazı etkileri bulunan herşeyi temsil eder.

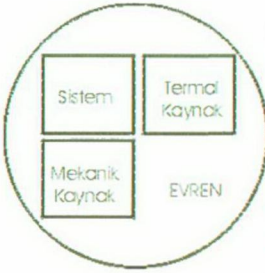
Hal, şart ve özellik, fiziki hal : Termodinamikte bir sistemin içinde bulunduğu hali tanımlayabilmek için bazı özellikler kullanılır. Bunlar sistemin doğrudan doğruya ölçülebilen basınç, özgül hacim, sıcaklık gibi özellikleridir. Bunlar kısaca sistemin herhangi bir halindeki şartları ismi ile anılacaktır.

Bir sistemin verilmiş şartlarla tanımlanmış herhangi bir şeklini fizik de kullanılan Fiziki hal deyi mi ile karıştırmamak gereklidir. Bilindiği gibi her madde katı, sıvı veya gaz halinde bulunabilir, bunlara fiziki hal ismi verilecektir.

Taşıyıcı etken veya iş gören akışkan : Genellikle herhangi bir maddeye ısı verildikçe onun basınç ve sıcaklık gibi özellikleri değışir. Zaten ısının işe çevrilmesi sistem içinde hapis bulunan bir akışkanın hacim değıştirmesi ile mümkün olmaktadır. Bir sistem içinde ısı alan veya ısıyı nakleden veya genişlemek sureti ile iş meydana getiren akışkana taşıyıcı etken veya iş akışkan adı verilir.

Buna örnek olarak bir buhar kazanı ve buhar makinesi sistemindeki buhar anlaşılabilir.

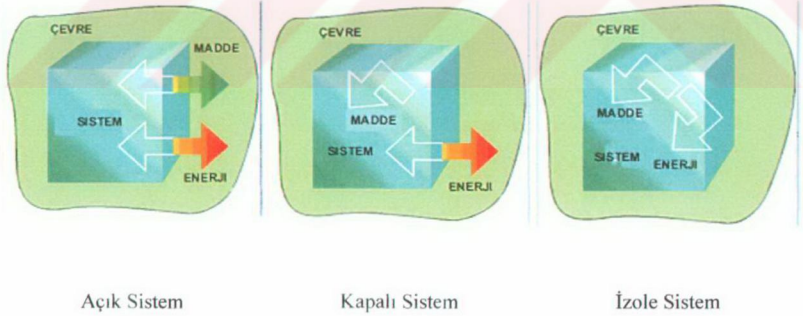
2. TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ YASASI



Sistem ve termal enerji kaynağı ve mekanik enerji kaynağı arasındaki ilişki Şekilde gösterilmiştir. Fiziksel kimya evreni iki kısma ayırır. Bu sistem ve çevresidir. Sistem; ilgilendiğimiz kısımdır. Örneğin sistem, reaksiyon kabı, bir motor, elektrokimyasal bir pil, biyolojik bir hücre ve benzer şekilde örneklerin sayısı arttırılabilir. Çevre ise; bizim ölçümlerimiz gerçekleştirdiğimiz yerdir. Sistemin tipi çevre ile arasındaki sınıra bağlı olarak tanımlanabilir. Aşağıdaki şekillerde çevre ile sistem arasındaki ilişkiler

Şekil 2.1 Evren sistem Termal Kaynak Karşılaştırma

gösterilmiştir. Eğer sistem ile çevre arasında madde ve enerji alışverişi varsa sistem açık sistem olarak adlandırılır. Sistem ile çevre arasında madde alışverişi yok fakat enerji alışverişi varsa sistem kapalı sistem olarak adlandırılır. Sistem ile çevre arasında madde ve enerji alışverişi yoksa sistem izole sistem olarak adlandırılır. Sistem ve çevrenin tümü ise Evreni meydana getirir.



Şekil 2.2 Açık,Kapalı, İzole Sistem karşılaştırması

Eğer sistemle çevre denge halinde bulunuyorlarsa bir başka deyişle; sistemin özellikleri zamana bağlı olarak değişim göstermiyorsa bu durum Termodinamik Denge Hali olarak adlandırılır. Termodinamik denge hali dinamik bir denge halidir. Çünkü belki sistemin özellikleri zamana bağlı olarak değişmez fakat sistemi meydana getiren moleküllerin

özellikleri zaman içerisinde değişim gösterir.

Sistemin sahip olduğu toplam enerji İç Enerji olarak adlandırılır. Sistemin iç enerjisi, sistemi oluşturan moleküllerin kinetik ve potansiyel enerjilerinden meydana gelir. Sistem, U_i iç enerjisine sahip bir i halinden, yeni bir U_s iç enerjisine sahip s haline ulaşmışsa, sistemin iç enerji değişimi için; $\Delta U = U_s - U_i$ yazılabilir. İç enerjinin değeri yalnızca sistemin bulunduğu duruma bağlı olduğundan, iç enerji bir hal fonksiyonudur. Hal değişkenlerinden herhangi birinin değişmesi (basınç gibi) iç enerjinin değişmesiyle sonuçlanabilir. İç enerji Ekstensif bir özelliktir.

Bir sistemin iç enerjisinin değişimi, sistem üzerine iş yaparak veya sistemi ısıtarak deneysel olarak belirlenebilir. Eğer bir sistem çevresinden izole edilmişse, iç enerji değişimi meydana gelmeyecektir. Sistem üzerine bir iş yapılırsa veya sisteme bir şekilde enerji transfer edilirse sistemin iç enerjisi artacaktır. Bunu $\Delta U = q + W$ şeklinde gösterebiliriz. Bu eşitlik **Termodinamiğin Birinci Yasasının** matematiksel ifadesidir. Bu eşitlik bize izole bir sistemde iç enerjinin sabit olacağını gösterir. Kapalı bir sistemde iç enerji değişimi, sisteme transfer olan ısı ya da iş büyüklüğü toplamına eşittir. Eğer sisteme iş ya da ısı olarak enerji transfer ediliyorsa $W > 0$ veya $q > 0$, sistem iş yapıyor veya ısı kaybediyorsa $W < 0$ veya $q < 0$ dir.

Şimdi enerjinin ne olduğunu bilmediğimizi düşünelim. İşin ne olduğunu bildiğimizi düşünelim. Çünkü çevredeki bir ağırlığın azalması veya yükselmesi gözleyebiliriz. Özel bir bileşimdeki adyabatik bir sistemin sıcaklığını çeşitli yollardan ilerleyerek aynı değere getirelim. Sonuçta Sistem üzerine 1 kJ mekanik iş yapıldığında veya 1 kJ lük elektriksel iş yapıldığında aynı sıcaklığa ulaşılır. Termodinamiğin birinci yasaının temel ifadesi bu tip pekçok gözlem sonucunda;

Adyabatik bir sistemin özel bir halden başka bir özel hale ulaşması için gereken iş miktarı aynıdır. diye özetlenir.

Adyabatik bir sistemin bir i halinden, bir s son haline ulaşırken W_{ad} işinin yapıldığını düşünelim. Bu işin herhangi bir türü (mekanik veya elektriksel) kullanılarak ve farklı ara durumlardan (örneğin farklı sıcaklık ve basınçlardan) geçerek f haline ulaştığını düşünelim. Eğer termodinamiğin birinci yasaını bilmiyorsak, iş için W_{ad} (mekanik) veya W_{ad} (elektriksel) yazma ihtiyacını hissedebiliriz. Bununla beraber termodinamiğin birinci kanunu, işin tüm yollardan bağımsız olduğunu ve yalnızca başlangıç ve son hallerle bağlı olduğunu söyler. Bu sonuç dağa tırmanma olayı ile paralellik gösterir. dağdaki bir noktaya ulaşmak için hangi

yolu kullanırsak kullanalım. yaptığımız iş, iki nokta arasındaki yükselti farkına bağlıdır. Bu fark aslında iki durum arasındaki iç enerji farkı kadardır. $W_{ad}=U_s-U_f=\Delta U$ Bu eşitlik, adyabatik bir sistemdeki iş miktarının hesaplanması için iki durum arasındaki iç enerji farkını bulmamızı gerektiğini söyler.

Şimdi aynı olayın kapalı bir sistemde gerçekleştiğini düşünelim. Bu durumda sistem çevresi ile termal temas halindeyken yine i başlangıç halinden, s haline ulaştığını düşünelim. İç enerji değişimi bir önceki hesaplamadaki kadar olacaktır. Çünkü U bir hal fonksiyonu olduğunu daha önce söylemiştik. Bununla beraber bu tür bir sistemde sistem üzerine yapılan işin bir kısmı ısı olarak sistemden uzaklaşacaktır. Uzaklaşan miktar ise; $q=W_{ad} - W$ eşitliği ile verilebilir. Ayrıca $\Delta U=W_{ad}$ olduğundan; $q=\Delta U-W$ yazılabilir. Bununla beraber Bu eşitlik matematiksel olarak daha önce çıkartılan eşitliğe benzerdir.

2.1 Kapalı sistemler

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunumu ilkesinin bir ifadesidir. Enerji sistem sınırlarından ısı veya iş olarak geçebilir. Enerji geçişi, sistemle çevresi arasında bir sıcaklık farkından dolayı oluyorsa ısı geçişi olarak, eğer sıcaklık farkı söz konusu değilse iş olarak tanımlanır. Isı sisteme giriyorsa (+) ve İş sistem tarafından yapılıyorsa (+), Isı sistem sınırından etrafa (çevreye) doğru çıkıyorsa (-) ve sisteme dışardan iş yapılıyorsa (-) işaretini alır (Çengel ve Boles, 2002).

Isı geçişi üç yolla olur : iletim, taşınım ve ışınım. İletim, maddenin enerjisi çok olan moleküllerinden enerjisi daha az olan moleküllerine, yakın temas eden hareketli sıvı veya gaz kütlesi arasında gerçekleşir. Taşınım, katı bir yüzeyle onunla temas eden hareketli sıvı veya gaz kütlesi arasında gerçekleşir, iletimle akışkan hareketinin ortak bir sonucudur. Işınım, atom veya moleküllerin elektron düzenlerindeki değişiklikler sonucunda maddeden yayılan elektromanyetik dalgalar veya fotonlar aracılığıyla enerji geçişidir. Isı yukarıda belirtilen üç yolla aşağıdaki bağlantılar ile hesap edilebilir.

$$Q_{iletim} = -k_f A \frac{dT}{dx} \quad \text{Birimi [W]} \quad (2.1.1)$$

$$Q_{taşınım} = hA(T_s - T_f) \quad \text{Birimi [W]} \quad (2.1.2)$$

$$Q_{ışınım} = \epsilon \alpha A(T_s^4 - T_{çevre}^4) \quad \text{Birimi [W]} \quad (2.1.3)$$

İş ile ilgili bağımlılar ise aşağıda belirtildiği şekilde hesaplanmalıdır.

$$\text{Elektrik işi} \quad W_e = VI\Delta t \quad \text{Birimi [kJ]} \quad (2.1.4)$$

$$\text{Sınır işi} \quad W_s = \int_1^2 PdV \quad \text{Birimi [kJ]} \quad (2.1.5)$$

$$\text{Yerçekimi işi (= } \Delta PE) \quad W_g = mg(z_2 - z_1) \quad \text{Birimi [kJ]} \quad (2.1.6)$$

$$\text{İvme işi (= } \Delta KE) \quad W_i = \frac{1}{2} m(V_2^2 - V_1^2) \quad \text{Birimi [kJ]} \quad (2.1.7)$$

$$\text{Mil işi} \quad W_{mil} = 2\pi n \tau \quad \text{Birimi [kJ]} \quad (2.1.8)$$

Mükemmel gazların *politropik hal değişimi* ($Pv^n = \text{sabit}$) sırasında yapılan sınır iş ise aşağıdaki gibidir.

$$W_s = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1-n} \quad (n \neq 1) \quad \text{Birimi [kJ]} \quad (2.1.9)$$

Kapalı sistemler için *termodinamiğin birinci yasası* :

$$Q - W = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE \quad \text{Birimi [kJ]} \quad (2.1.10)$$

Denklem 2.10'da ,

$$\text{Toplam İş :} \quad W = W_{diğer} + W_s \quad \text{Birimi [kJ]} \quad (2.1.11)$$

$$\text{İç enerji Değişimi :} \quad \Delta U = m(u_2 - u_1) \quad \text{Birimi [kJ]} \quad (2.1.12)$$

$$\text{Kinetik Enerji Değişimi :} \quad \Delta KE = \frac{1}{2} m(V_2^2 - V_1^2) \quad \text{Birimi [kJ]} \quad (2.1.13)$$

$$\text{Potansiyel Enerji Değişimi :} \quad \Delta PE = mg(z_2 - z_1) \quad \text{Birimi [kJ]} \quad (2.1.14)$$

Sabit basınçta bir hal değişimi için, $W_s + \Delta U = \Delta H$ olur. Bu nedenle birinci yasa, (2.1.15)

$$Q - W_{diğer} = \Delta H + \Delta KE + \Delta PE \quad (2.1.16)$$

olarak sonuçlanır.

Bir maddenin birim kütesinin sıcaklığını bir derece yükseltmek için gerekli enerjiye, hal değişimi sabit hacimde gerçekleşmişse sabit hacimde özgül ısı C_v , hal değişimi sabit basınçta gerçekleşmişse sabit basınçta özgül ısı C_p adı verilir. Özgül ısılar,

$$C_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad \text{\u0131eklinde ise Sabit Hacimde} \quad (2.1.17)$$

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad \text{\u0131eklinde ise Sabit Basın\u00e7ta} \quad (2.1.18)$$

Olacak \u0131ekilde belirtilir.

İdeal gazlar i\u00e7in, u, h, C_v ve C_p sadece sıcaklı\u011fın fonksiyonudurlar. İdeal bir gaz i\u00e7in Δu ve Δh a\u015fa\u011fıdaki ba\u011fıntılarla hesaplanabilir:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int C_v(T) dT \cong C_{v,ort}(T_2 - T_1) \quad (2.1.19)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int C_p(T) dT \cong C_{p,ort}(T_2 - T_1) \quad (2.1.20)$$

İdeal gazlar i\u00e7in C_p ve C_v arasındaki ili\u015ki,

$$C_p = C_v + R \quad [\text{kJ/kg.K}] \quad (2.1.21)$$

R : Gaz Sabiti

Sıkıştırılmayan maddeler i\u00e7in (sıvılar ve katılar), sabit hacimde ve sabit basın\u00e7ta \u0131zg\u00fcl ısılar birbirine e\u015fittir :

$$C_p = C_v = C \quad [\text{kJ/kg.K}] \quad (2.1.22)$$

Sıkıştırılmayan maddeler i\u00e7in Δu ve Δh de\u011ferleri,

$$\Delta u = \int C(T) dT \cong C_{ort}(T_2 - T_1) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.1.23)$$

$$\Delta h = \Delta u + \Delta P \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.1.24)$$

ba\u011fıntılarıyla hesaplanır.

2.2 Kontrol Hacimleri

K\u00fctle, kendisiyle birlikte enerji ta\u015fır, bu nedenle bir kontrol hacminin enerjisi, k\u00fctle giri\u015f veya \u00e7ıkı\u015fıyla de\u011fi\u015fir. Bir kesitten birim zamanda ge\u00e7en k\u00fctleye k\u00fctle debisi adı verilir. K\u00fctle debisi a\u015fa\u011fıdaki ba\u011fıntıyla ifade edilir :

$$m = \rho V_{ort} A \quad [\text{kg/s}] \quad (2.2.1)$$

$$\rho = \text{yoğunluk, kg/m}^3 \quad (=1/v)$$

V_{ort} = kesit alanı A' ya dik ortalama akışkan hızı, m/s

A = kesit alanı, m² 'dir.

Bir kesitten birim zamanda geçen akışkan hacmine hacimsel debi V adı verilir.

$$V = \int_A V_n dA = V_{ort} A \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (2.2.2)$$

Kütle debisiyle hacimsel debi arasında şu bağıntı yazılabilir:

$$m = \rho V = \frac{V}{v} \quad \text{olarak belirtilir.} \quad (2.2.3)$$

Termodinamik hesaplardaki açık sistemler genellikle iki kümeye ayrılır. Bunlar sürekli akışlı açık sistemler (SASA) ve zamanla değişen açık sistemlerdir. Sürekli akışlı açık sistemlerde, akışkanın kontrol hacminde sürekli bir akışı söz konusudur. Kontrol hacmindeki herhangi bir noktada akışkan özellikleri zamana göre değişmez. Sürekli akışlı açık sistemler için kütle ve enerjinin korunumu denklemleri aşağıda gösterildiği gibidir:

$$\sum m_g = \sum m_\varphi \quad [\text{kg/s}] \quad (2.2.4)$$

$$Q - W = \sum m \left(h_\varphi + \frac{V_\varphi^2}{2} + gz_\varphi \right) - \sum m_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) \quad [\text{kW}] \quad (2.2.5)$$

Burada g indisi girişi, φ indisi de çıkışı simgelemektedir. Yukarıda verilen denklemler sürekli akışlı açık sistemler (SASA) için en genel bağıntılardır. Türbin, kompresör, lüle, yayıcı, pompa gibi bir girişi ve bir çıkışlı sistemler için bu bağıntılar basitleştirilebilir:

m_1 : Giren Kütle m_2 : çıkan kütledir

$$m_1 = m_2 \quad [\text{kg/s}] \quad (2.2.6)$$

veya

$$\frac{1}{v_1} V_1 A_1 = \frac{1}{v_2} V_2 A_2 \quad [\text{kg/s}] \quad (2.2.7)$$

$$\left[\begin{array}{l} \text{Birim Zamanda ısı ve iş olarak} \\ \text{Sınırları geçen Toplam Enerji} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Birim Zamanda Kütle ile} \\ \text{birlikte Kontrol Hacmin den} \\ \text{Çıktı Toplam Enerji} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{l} \text{Birim Zamanda Kütle ile} \\ \text{birlikte Kontrol Hacmin e} \\ \text{Giren Toplam Enerji} \end{array} \right]$$

$$Q - W = m \left[h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right] \quad [\text{ kW}] \quad (2.2.8)$$

$$q - w = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad [\text{ kJ/kg}] \quad (2.2.9)$$

$$q - w = \Delta h + \Delta ke + \Delta pe \quad [\text{ kJ/kg}] \quad (2.2.10)$$

$$q = \frac{Q}{m} \quad [\text{ Birim kütle için ısı geçişi, kJ/kg}] \quad (2.2.11)$$

$$w = \frac{W}{m} \quad [\text{ Birim kütle için yapılan iş, kJ/kg}] \quad (2.2.12)$$

olmaktadır. Yukarıdaki denklemlerde 1 ve 2 indisleri sırasıyla giriş ve çıkış hallerini göstermektedir.

Sürekli akışlı açık sistemleri modeli, lüle, yayıcı, türbin, kompresör, fan, pompa, boru, kısılma vanası, karışma odası ve ısı değiştiricilerinde akışı çözmek için kullanılır.

Zamanla değişen açık sistem için kütle korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri aşağıda verilmiştir .

$$\sum m_g - \sum m_c = (m_2 - m_1)_{KH} \quad [\text{ kg}] \quad (2.2.13)$$

$$Q - W = \sum \int_{m_c} \left(h_c + \frac{V_c^2}{2} + gz_c \right) \dot{m}_c - \sum \int_{m_g} \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) \dot{m}_g + \Delta E_{KH} \quad (2.2.14)$$

Yukarıda yer alan denklemlerde g , c , 1 ve 2 indisleri sırasıyla kontrol hacminin giriş, çıkış, ilk ve son hallerini göstermektedir.

$\sum m_g - \sum m_c = (m_2 - m_1)_{KH}$ denkleminde bir veya birkaç terim genellikle sıfır olur. Örneğin, kontrol hacmine giren kütle yoksa $m_g = 0$ 'dır. Kontrol hacminden çıkan kütle yoksa $m_c = 0$ kontrol hacmi başlangıçta boşsa $m_1 = 0$ olur.

Zamanla değişen açık sistemlerin çözümlemesi,

(2.2.14) denklemi yer alan integraller nedeniyle zordur. Bununla birlikte, bazı zamanla değişen açık sistemler, düzgün akışlı dengeli açık sistem kabulleriyle incelenebilir. Düzgün akışlı dengeli bir açık sistemde, kontrol hacminin her noktasında kütleli hali aynıdır. Ayrıca kontrol hacmine giren ve çıkan akışların halleri de akış süresince değişmez. Düzgün akışlı dengeli açık sistem için enerjinin korunumu denklemi aşağıda gösterildiği gibidir.

$$Q - W = \sum m_c \left(h_c + \frac{V_c^2}{2} + gz_c \right) - \sum m_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) + (m_2 e_2 - m_1 e_1)_{KH} \quad (2.2.15)$$

Kontrol hacmiyle giren ve çıkan akışların kinetik enerji değişimleri ihmal edilirse,

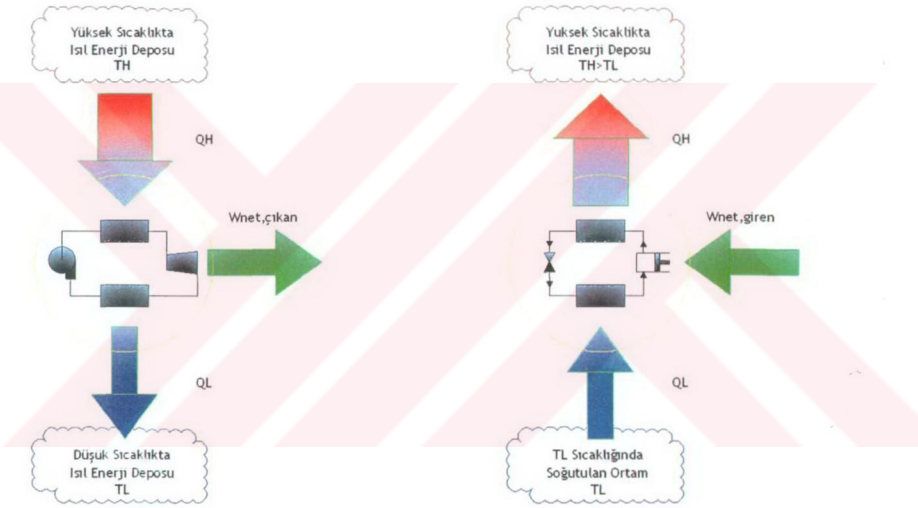
$$Q - W = \sum m_c h_c - \sum m_g h_g + (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{KH} \quad [kJ] \quad (2.2.16)$$

olur.

3. TERMODİNAMİĞİN İKİNCİ YASASI

Termodinamiğin İkinci Yasası hal değişimlerinin herhangi bir yönde değil, fakat belirli bir yönde gerçekleşebileceğini belirtir. Termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını sağlamayan bir hal değişimi gerçekleşemez. Sonlu miktarda ısı enerjisi sıcaklığı değişmeden alabilen veya verebilen cisimlere ısı deposu adı verilir.

İş doğrudan ısıya dönüştürülebilir, fakat ısının işe dönüştürülmesi ancak ısı makinelerinin kullanımıyla olabilir. Bir ısı makinesinin ısı verimi aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:



Şekil 3.1 Bir Isı Makinesinin ve Bir Soğutma Makinesinin Genel Çizimi

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,çıkan}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (3.1)$$

Burada $W_{net,çıkan}$ ısı makinesinin yaptığı net iş, Q_H makineye verilen ısı, Q_L ise makinenin çevreye verdiği ısı olmaktadır.

Soğutma makineleri ve ısı pompaları, soğuk bir ortamdaki ısıyı, daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama aktarırlar. Soğutma makinesinin veya ısı pompasının etkinliği aşağıda tanımlanan etkinlik katsayısı COP ile değerlendirilir:

$$COP_{SM} = \frac{Q_L}{W_{net,çıkan}} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \quad (3.2)$$

$$COP_{IP} = \frac{Q_H}{W_{net,giren}} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H} \quad (3.3)$$

Termodinamiğin ikinci yasasının Kelvin-Planck ifadesine göre, hiçbir ısı makinesi sadece bir ısı enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunup net iş üretemez. İkinci yasanın Clausius ifadesine göre, soğuk bir cisimden daha sıcak bir cisme çevreden iş almadan ısı enerji aktaran bir makine yapılamaz.

Termodinamiğin birinci veya ikinci yasasına aykırı çalışan bir makineye devridaim makinesi adı verilir.

Eğer bir hal değişimi gerçekleştikten sonra hem sistem hem de çevre ilk hallerine geri döndürülebilirse, hal değişimi tersinirdir. Tüm diğer hal değişimleri tersinmezdir. Sürtünme, sanki-dengeli-olmayan genişleme veya sıkıştırma ve sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi hal değişimlerinin tersinmez olmasına yol açar ve tersinmezlik diye adlandırılır.

Carnot çevrimi, ikisi sabit sıcaklıkta, ikisi adyabatik dört tersinir hal değişiminden oluşan tersinir bir çevrimdir. Carnot ilkeleri, aynı ısı enerji depoları arasında çalışan tersinir ısı makinelerinin verimlerinin eşit olduğu ve aynı ısı enerji depoları arasında çalışan ısı makinelerinden en yüksek verime tersinir makinenin sahip olduğunu belirtir. Bu iki ilke, termodinamik sıcaklık ölçeğinin veya diğer adıyla Kelvin ölçeğinin temelini oluşturur. Tersinir bir makinenin aldığı ve verdiği ısıyla ısı enerji depolarının sıcaklıkları arasında şu ilişki vardır:

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L} \right)_r = \frac{T_H}{T_L} \quad (3.4)$$

Bu nedenle tersinir bir makine için Q_H/Q_L oranı, T_H/T_L oranıyla yer değiştirebilir. Burada T_H ile T_L ısı enerji depolarının mutlak sıcaklıklarıdır.

Tersinir Carnot çevrimine göre çalışan ısı makinesi *Carnot ısı makinesi* diye adlandırılır.

Carnot ısı makinesinin ve diğer tersinir ısı makinelerinin ısı verimi aşağıdaki bağıntıyla verilir:

$$\eta_{th,ir} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (3.5)$$

T_H ile T_L sıcaklıklarındaki iki ısı enerji deposu arasında çalışan bir ısı makinesinin sahip olabileceği en yüksek verim yukarıdaki bağıntıyla verilir.

Tersinir soğutma makinesi ve ısı pompasının COP değerleri de benzer bir biçimde şu bağıntılarla ifade edilebilir:

$$COP_{SM,ir} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (3.6)$$

$$COP_{IP,ir} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (3.7)$$

T_H ile T_L sıcaklık sınırları arasında çalışan bir soğutma makinesinin veya bir ısı pompasının sahip olabileceği en yüksek etkinlik katsayıları bunlardır.

3.1 Entropi

Termodinamiğin ikinci yasası, entropi ile ilgilidir. Entropi bir sistemin mikroskobik düzeyde düzensizliğinin nicel bir ölçüsüdür. Entropinin tanımı Clausius eşitsizliğine dayanmaktadır.

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad [\text{kJ/K}] \quad (3.1.1)$$

bağıntısıyla verilmektedir. Burada eşitlik, içten tersinir veya tümden tersinir hal değişimleri için geçerlidir. Çevrim boyunca integrali sıfır olan bir büyüklük özelliğidir ve entropi aşağıdaki denklemlerle tanımlanır:

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{içten} \quad [\text{kJ/K}] \quad (3.1.2)$$

Bir hal değişimi sırasında entropi değişimi yukarıdaki bağıntıyla integre ederek bulunur.

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{içten} \quad [\text{kJ/K}] \quad (3.1.3)$$

Bu integralin hesaplanması kolay değildir, çünkü Q değerinin T'nin fonksiyonu olarak nasıl değiştiğinin bilinmesi gerekir. Özel bir durum olan, içten tersinir, sabit sıcaklıkta hal değişimleri için integrasyon kolaylıkla yapılabilir ve şu sonucu verir:

$$\Delta S = \frac{Q}{T_0} \quad [\text{kJ/K}] \quad (3.1.4)$$

Clausius eşitsizliğiyle entropinin tanımı birleştirildiği zaman, entropinin artışı ilkesi adı verilen eşitsizlik elde edilir:

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad [\text{kJ/K}] \quad (3.1.5)$$

$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} = \Delta S_{\text{sistem}} + \Delta S_{\text{çevre}} \geq 0 \quad [\text{kJ/K}] \quad (3.1.6)$$

Böylece, bir hal değişimi sırasındaki toplam entropi değişimi, hal değişimi gerçek veya tersinmez ise sıfırdan büyük, tersinir ise sıfırdır. Bir hal değişimi sırasındaki toplam entropi değişimi, bu hal değişimi için entropi üretimine eşittir ve sistemle çevresinin entropi değişimlerinin toplamıdır. Bu sistemin veya çevresinin entropisi bir hal değişimi sırasında azalabilir, fakat ikisinin toplamı mutlaka artı olmak zorundadır. Bu ilke hem kapalı sistemler, hem de kontrol hacimleri için geçerlidir.

Entropi değişimi ısı geçişi, kütle akışı ve tersinmezlikler sonucu olabilir. Bir sisteme ısı geçişi sistemin entropisini artırır, bir sistemden ısı geçişi sistemin entropisini azaltır. Tersinmezliklerin etkisi her zaman entropiyi artırıcı yöndedir.

Kapalı sistem için entropinin artışı ilkesi şöyle ifade edilebilir:

$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} = \Delta S_{\text{sistem}} + \Delta S_{\text{çevre}} \geq 0 \quad [\text{kJ/K}] \quad (3.1.7)$$

Burda :

$$\Delta S_{\text{sistem}} = S_2 - S_1 = m(s_2 - s_1) \quad [\text{kJ/K}] \quad (3.1.8)$$

ve

$$\Delta S_{\text{çevre}} = \sum \frac{Q_R}{T_R} \quad [\text{kJ/K}] \quad (3.1.9)$$

Olarak yazılabilir.. Sistem sadece $T_{\text{çevre}}$ sıcaklığındaki çevreyle $Q_{\text{çevre}}$ miktarında ısı alışverişinde bulunuyorsa, çevrenin entropi değişimi $\Delta S_{\text{çevre}} = Q_{\text{çevre}}/T_{\text{çevre}}$ şeklinde yazılabilir.

Birden çok ısıl enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunan bir kontrol hacmi için entropinin artışı ilkesi aşağıda gösterildiği gibi ifade edilebilir. Aşağıda T_R ısıl enerji deposunun

sıcaklığı, Q_R ısı enerjisi deposuyla birim zamanda olan ısı alışverişini göstermektedir.

Genel ifade :

$$S_{\text{üretim}} = \sum m_{\varphi} s_{\varphi} - \sum m_g s_g + \frac{dS_{KH}}{dt} + \sum \frac{Q_R}{T_R} \quad [\text{kJ/K}] \quad (3.1.10)$$

Düzgün akışlı dengeli açık sistem :

$$S_{\text{üretim}} = (m_2 s_2 - m_1 s_1)_{KH} + \sum m_{\varphi} s_{\varphi} - \sum m_g s_g + \sum \frac{Q_R}{T_R} \geq 0 \quad [\text{kJ/K}] \quad (3.1.11)$$

Sürekli akışlı açık sistem :

$$S_{\text{üretim}} = \sum m_{\varphi} s_{\varphi} - \sum m_g s_g + \sum \frac{Q_R}{T} \geq 0 \quad [\text{kJ/K}] \quad (3.1.12)$$

Sadece çevreyle ısı alışverişinde bulunan bir girişli ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için

$$S_{\text{üretim}} = \sum m_{\varphi} s_{\varphi} - \sum m_g s_g + \sum \frac{Q_R}{T} \geq 0 \text{ denklemi sadeleştirilebilir.}$$

$$S_{\text{üretim}} = m(s_{\varphi} - s_g) + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \quad [\text{kJ/K}] \quad (3.1.13)$$

$$s_{\text{üretim}} = s_{\varphi} - s_g + \frac{q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \quad [\text{kJ/kg.K}] \quad (3.1.14)$$

Yukarıdaki denklemlerde $S_{\text{üretim}}$ birim zamanda toplam entropi üretimini göstermektedir. Bu bağıntılarda eşitlik tersinir hal değişimleri için, eşitsizlik ise hal değişimleri için uygulanmaktadır.

ΔS_{toplam} veya $S_{\text{üretim}}$ değerleri bir hal değişiminin tersinir mi, tersinmez mi olduğunu veya gerçekleşip gerçekleşmeyeceğini belirlemek için kullanılabilir:

$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} \begin{cases} > 0 & \text{K K} & \text{Tersinmez Hal Değişimi} \\ = 0 & \text{K K} & \text{Tersinir Hal Değişimi} \\ < 0 & \text{K K} & \text{Gerçekleşmesi Olanaksız} \end{cases}$$

Termodinamiğin üçüncü yasası mutlak sıfır sıcaklıkta saf kristal maddenin entropisinin sıfır olduğunu belirtir. Bu yasa entropinin belirlenebilmesi için mutlak bir referans noktası sağlar.

Bu referans noktasına göre belirlenen entropi değerleri mutlak entropi diye adlandırılır.

Entropi bir özelliktir ve diğer bilinen özelliklerle ilişkisi T ds bağıntılarıyla kurulabilir. Bu bağıntılar aşağıda verilmiştir.

$$Tds = du + Pdv \quad (3.1.15)$$

$$Tds = dh - vdP \quad (3.1.16)$$

Bu bağıntının termodinamikte birçok kullanım alanı vardır ve sistemlerin entropi değişimlerinin hesaplanabilmesi için bir başlangıç noktası oluşturur. T ds bağıntılarının başarılı bir biçimde uygulanabilmesi, özellik bağıntılarının varlığına bağlıdır. Genel bir saf madde için bu tür bağıntılar yoktur, fakat sıkıştırılmaz maddeler (katılar ve sıvılar) ile mükemmel gazlar için vardır.

Bir hal değişimi için entropi değişimi bağıntıları ve izantropik bağıntılar aşağıda özetlenmiştir.

Saf maddeler :

Herhangi bir hal değişimi : $\Delta s = s_2 - s_1$ [kJ/kg.K] (3.1.17)

İzantropik hal değişimi : $s_2 = s_1$ (3.1.18)

Sıkıştırılmaz maddeler :

Herhangi bir hal değişimi : $s_2 - s_1 = C_{v,ort} \ln \frac{T_2}{T_1}$ [kJ/kg.K] (3.1.19)

İzantropik hal değişimi : $T_2 = T_1$ (3.1.20)

Mükemmel gazlar :

Sabit özgül ısılar (yaklaşık çözüm):

Herhangi bir hal değişimi :

$$s_2 - s_1 = C_{v,ort} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad [kJ/kg.K] \quad (3.1.21)$$

$$s_2 - s_1 = C_{p,ort} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad [kJ/kg.K] \quad (3.1.22)$$

veya birim mol kütlesi için:

$$s_2 - s_1 = \bar{C}_{v,ort} \ln \frac{T_2}{T_1} + R_u \ln \frac{v_2}{v_1} \quad [\text{kJ/kmol.K}] \quad (3.1.23)$$

$$s_2 - s_1 = \bar{C}_{p,ort} \ln \frac{T_2}{T_1} + R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \quad [\text{kJ/kmol.K}] \quad (3.1.24)$$

İzantropik hal değişimi :

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=\text{sabit}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \quad (3.1.25)$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=\text{sabit}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \quad (3.1.26)$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{s=\text{sabit}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k \quad (3.1.27)$$

Değişken özgül ısılar (tam çözüm) :

Herhangi bir hal değişimi:

$$s_2 - s_1 = s_2^0 - s_1^0 - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad [\text{kJ/kg.K}] \quad (3.1.28)$$

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{s}_2^0 - \bar{s}_1^0 - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \quad [\text{kJ/kmol.K}] \quad (3.1.29)$$

İzantropik hal değişimi:

$$s_2^0 = s_1^0 + R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad [\text{kJ/kg.K}] \quad (3.1.30)$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{s=\text{sabit}} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \quad (3.1.31)$$

$$\left(\frac{v_2}{v_1} \right)_{s=\text{sabit}} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}} \quad (3.1.32)$$

Yukarıdaki bağıntılarda, P_r bağıl basıncı, v_r bağıl özgül hacmi göstermektedir. S^0 fonksiyonu sadece sıcaklığa bağlıdır.

Tersinir bir hal değişimi için sürekli akış işi akışkan özellikleriyle aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$w_{tr} = \int v dP - \Delta ke - \Delta pe \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.1.33)$$

Sıkıştırılmaz maddeler için ($v=\text{sabit}$) bu bağıntı sabitleştirilebilir.

$$w_{tr} = v(P_1 - P_2) - \Delta ke - \Delta pe \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.1.34)$$

Mükemmel bir gazın T_1, P_1 halinden P_2 ' ye sıkıştırılması için yapılması gereken iş, izantropik ($Pv^k = \text{sabit}$), politropik ($Pv^n = \text{sabit}$) ve sabit sıcaklıkta ($Pv = \text{sabit}$) hal değişimleri için integrasyon belirlenmiş ve aşağıdaki bağıntılarla verilmiştir:

Izantropik :

$$w = \frac{kR(T_1 - T_2)}{k - 1}$$

$$w = \frac{kRT_1}{k - 1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \right] \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.1.35)$$

Politropik :

$$w = \frac{nR(T_1 - T_2)}{n - 1}$$

$$w = \frac{nRT_1}{n - 1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} \right] \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.1.36)$$

Sabit sıcaklıkta (izotermal) :

$$w = RT \ln \frac{P_1}{P_2} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.1.37)$$

Bir kompresörün sıkıştırma için gerektirdiği iş çok kademeli sıkıştırma ve ara soğutma yapılarak azaltılabilir. Çok kademeli sıkıştırma sırasında en az iş girişi, kademelerdeki basınç oranları eşit olduğu zaman gerçekleşir.

Sürekli akışlı makinelerin birçoğu adyabatik koşullarda çalışırlar. Bu makineler için

mükemmeli simgeleyen model izantropik hal değişimidir. Gerçek makinenin izantropik modele ne ölçüde yaklaştığını belirten parametreye izantropik veya adyabatik verim adı verilir. Adyabatik verim türbin, kompresör ve lüle için aşağıdaki bağıntılarla tanımlanır:

$$\eta = \frac{\text{gerçek türbin isi}}{\text{izantropik türbin isi}} = \frac{w}{w_s} \quad (3.1.38)$$

Veya

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad \Delta ke \cong \Delta pe \cong 0 \text{ olursa} \quad (3.1.39)$$

$$\eta_K = \frac{\text{izantropik kompresör isi}}{\text{gerçek kompresör isi}} = \frac{w_s}{w} \quad (3.1.40)$$

Veya

$$\eta_K = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad \Delta ke \cong \Delta pe \cong 0 \text{ olursa} \quad (3.1.41)$$

Yukarıdaki bağıntılarda h_2 ve h_{2s} sırasıyla gerçek ve izantropik hal değişimleri sonunda çıkış entalpilerini göstermektedir.

4. İKİNCİ YASANIN MÜHENDİSLİK ANALİZİ

Evrenin kütlesi ve toplam enerjisi asla değişmez . Buyüzdten enerji tasarrufu hem stratejik hemde politik açıdan çok önemli bir konudur. Buyüzdten kullanılabilirlik tassarrufu ve enerjiden yararlı iş elde etme yolu aranmalıdır. Kullanılabilirlik harcandıktan sonra geri kazanılamaz.

Bir sistemin verilen bir halde yapabileceği en çok yararlı iş, kullanılabilirlik diye tanımlanır. Kullanılabilirlik, sistem ve çevrenin halleriyle ilişkili bir özelliktir. Çevresiyle denge halinde olan bir sistemin kullanılabilirliği sıfırdır. Bu durumda iken sistem ölü haldedir.

Enerjinin kinetik ve potansiyel enerji gibi mekanik biçimleri tümüyle kullanılabilir enerjidir. Bir ısı enerji deposunun kullanılabilirliği, ısı enerji deposuyla çevre ortam arasında çalışan bir Carnot ısı makinesinin yaptığı işe eşittir.

Kapalı veya açık bir sistemde yapılan gerçek iş W , nerjinin korunum denklemleri ile hesaplanabilir. Eğer sistemin hacmi değişiyorsa, yapılan işin bir bölümü çevreye karşı yapılır ve çevre işi $W_{\text{çevre}}$ adını alır. Bu iş, P_0 basıncındaki çevre havayı itmek için kullanılır. Ve başka bir amaca yöneltilmez. Toplam gerçek işle çevre işi arasındaki fark yararlı iş W_y diye bilinir ve aşağıdaki bağıntıyla belirlenir:

$$W_y = W - W_{\text{çevre}} = W - P_0(V_2 - V_1) \quad [\text{kJ}] \quad (4.1)$$

Çevre işi $W_{\text{çevre}}$, çevrimler, sürekli akışlı sistemler ve sabit sınırları olan sistemler için sıfırdır.

Verilen iki hal arasındaki değişim sırasında bir sistemden elde edilecek en fazla yararlı iş, tersinir iş W_{tr} diye tanımlanır. Bu iş, ilk ve son haller arasındaki hal değişiminin tümünden tersinir olması durumunda elde edilir. Eğer son hal çevre hali (P_0 , T_0) ise, tersinir iş kullanılabilirliği eşit olur.

Tersinir iş W_{tr} ile yararlı iş W_y arasındaki fark hal değişimi sırasındaki tersinmezliklerden kaynaklanır ve tersinmezlik I diye tanımlanır. Kapalı veya açık tüm sistemler için tersinmezlik aşağıdaki bağıntılarla ifade edilir:

$$I = W_{tr} - W_y = T_0 S_{\text{üretim}} \quad [\text{kJ}] \quad (4.2)$$

Veya

$$i = w_{tr} - w_y = T_0 s_{\text{üretim}} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.3)$$

Veya

$$I = W_{tr} - W_y = T_0 S_{\text{üretim}} \quad [\text{kW}] \quad (4.4)$$

Burada, $S_{\text{üretim}}$ veya $S_{\text{üretim}}$, hal değişimi sırasındaki toplam entropi üretimidir. Tümünden tersinir bir hal değişimi için, tersinir iş ve yararlı iş terimleri eşittir ve tersinmezlik sıfırdır.

Birinci yasa verimi mühendislik sistemlerinin değerlendirilmesinde tek başına bir ölçü değildir. Bir sistemin iş üretiminin, aynı ilk (giriş) ve son (çıkış) haller arasındaki tersinir hal değişimi sırasında üretilenle karşılaştırılması bir parametre olarak tanımlanabilir. Bu parametre ikinci yasa verimi η_{11} adını alır ve aşağıdaki bağıntılarla ifade edilir:

Isı makineleri ve diğer iş yapan makineler için :

$$\eta_{11} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{th,tr}} = \frac{W_y}{W_{tr}} \quad (4.5)$$

Soğutma makineleri, ısı pompaları ve diğer iş yapılan makineler için :

$$\eta_{11} = \frac{COP}{COP_{tr}} = \frac{W}{W_y} \quad (4.6)$$

Birim kütle için kapalı bir sistemin (ϕ) ve bir akışın (ψ) kullanılabilirliği aşağıda tanımlanmıştır :

$$\phi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.7)$$

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.8)$$

Burada, O indisi çevre halini (P_0, T_0) belirtmek için kullanılmıştır.

Tersinir iş ifadeleri aşağıdaki gibi özetlenebilir :

$$W_{tr} = \eta_{th,tr} Q_H \quad \text{ısı makineleri} \quad (4.9)$$

$$-W_{tr} = \frac{Q_L}{COP_{SM,tr}} \quad \text{soğutma makineleri} \quad (4.10)$$

$$-W_{tr} = \frac{Q_H}{COP_{IP,tr}} \quad \text{ısı pompaları} \quad (4.11)$$

Kapalı sistemler :

$$W_{ir} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) \quad [kJ] \quad (4.12)$$

$$= m(\phi_1 - \phi_2)$$

Sürekli akışlı sistemler :

$$W_{ir} = \sum m_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz - T_0 s_g \right) - \sum m_c \left(h_c + \frac{V_c^2}{2} + gz_c - T_0 s_c \right) \quad [kW] \quad (4.13)$$

$$= \sum m_g \psi_g - \sum m_c \psi_c$$

Bir giriş ve çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için denklem basitleşir :

$$W_{ir} = m \left[(h_g - h_c) - T_0(s_g - s_c) + \frac{V_g^2 - V_c^2}{2} + g(z_g - z_c) \right] \quad [kW] \quad (4.14)$$

$$= m(\psi_g - \psi_c)$$

Düzensün akışlı dengeli açık sistemler :

$$W_{ir} = \sum m_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum m_c \left(h_c + \frac{V_c^2}{2} + gz_c - T_0 s_c \right) + [(U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2)]_{KH} \quad (4.15)$$

$$= \sum m_g \psi_g - \sum m_c \psi_c + (\phi_1 - \phi_2) \quad [kJ]$$

Yukarıdaki bağıntılarda 1 indisi sistemin ilk halini, 2 indisi sistemin son halini, g indisi sistemin giriş ve ç indisi sistemin çıkış halini göstermektedir. 0 indisi P_0 basınç v T_0 sıcaklığındaki çevrenin halini göstermekte olup, ısı geçişi sadece sistem ve çevre arasında olabilmektedir. Yukarıda tersinir iş için verilen bağıntılar çevre dışındaki cisim veya ortamlarla ısı geçişini de gözönüne alacak şekilde genelleşebilir. T_k sıcaklığındaki ortamla Q_k veya Q_k miktarda ısı geçişi olduğu kabul edilirse, yukarıda tersinir iş için verilen denklemlerden

$$\sum_{k=1}^K Q_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) \quad \text{veya} \quad \sum_{k=1}^K Q_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) \quad (4.16) / (4.17)$$

çıkarılarak düzeltme yapılmış olur. Burada Q_k veya Q_k 'nın işareti sisteme göre değil ısı alışverişinde bulunulan cisim veya ortam göre seçilmelidir.

Tersinir iş en genel biçimde aşağıda gösterildiği gibi yazılır :

$$\begin{aligned}
 W_r = & \sum \int_1^2 \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) \dot{m}_g - \sum \int_1^2 \left(h_c + \frac{V_c^2}{2} + gz_c - T_0 s_c \right) \dot{m}_c + \\
 & [(U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2)]_{KJI} - \sum_{k=1}^K Q_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right)
 \end{aligned} \tag{4.18}$$

5. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

Soğutma çevrimleri güç çevrimlerinin tersidir. Bir ısı pompası dışarıdan güç vererek çalıştırıldığı zaman alçak sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı alarak yüksek sıcaklıktaki bir kaynağa ısı verir (Aybers, 1972).

Isı makinaları sıcak bir kaynaktan ısı alarak bir kısmını işe çevirdikten sonra geri kalan ve işe çevrilemeyen kısmını başka bir kaynağa atarlar. Bu kaynak nispeten daha soğuk olmalıdır, bunun için ise ilave bir masraf yapmak istemeyiz etrafımızı çevreleyen atmosfer bu iş için uygundur. Bu makinalar ise zaten yakıt enerjisinden meydana getirilen bir kaynak ile atmosfer arasında çalışır.

Isı pompası atmosferi ısıyı atacak bir yer olarak kullanacaksa bu ısıyı atmosferden daha soğuk bir ortandan almalıdır. Sınırlı olan soğuk kaynaktan ısıyı çekerek sınırsız olan dış atmosfere bu ısıyı atarız.

Isı pompası ayrıca ısıtma makinası olarak kullanılabilir. Bu takdirde ısıyı sınırsız ve daha olan soğuk olan dış atmosferden çekerek sınırlı olan ve atmosferden biraz daha sıcak olan bir iç ortama atarız. Bildiğimiz gibi soğutma çevrimi yoğunlaşmayan bir gazın sıkıştırılması ve genişletilmesi sureti ile yapılabileceği gibi yoğunlaşan ve buharlaşan bir sıvının sıkıştırılması ile yapılabilir. Bu şekilde sıkıştırılmalı soğutma makinaları iki sınıfa ayrılacaktır.

Diğer taraftan ısı pompasına verilen güç mekanik olacağı gibi ısı enerjisinde olabilir, böylece soğutma makinaları iki ana kısma ayrılmış olurlar;

- Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimleri
 - Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi,
 - Hava veya Gaz Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi
- Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi

Yukarıda bahsedilen soğutma çevrimleri incelenmeden önce bu çevrimlerde bulunan ekipmanları kısaca tanıyalım :

5.1 Soğutma Çevrimlerinde Kullanılan Ekipmanlar

(Özkoç, 2001) Bugün en sık rastlanan soğutma çevriminin buhar sıkıştırma çevrimi olduğu bilinmektedir. Buhar sıkıştırma çevriminde kullanılan cihaz ve ekipmanları öncelikle tanıyalım. Bir buhar sıkıştırma çevriminin üç ana ekipmanını inceleyeceğim.

1-SOĞUTMA KOMPRESÖRÜ (Buhar sıkıştırma aparatı)

2-KONDENSER (Sıkıştırılan buharı yoğuşturucu)

3-EVAPORATÖR (Buharlaştırıcı-Soğutucu)

5.1.1 Soğutma Kompresörleri

Soğutma kompresörünün sistemdeki görevi (a) Buharlaştırıcı-Soğutucu ısı ile yüklü soğutucu akışkanı buradan uzaklaştırmak ve böylece arkadan gelen ısı yüklenmemiş akışkana yer temin ederek akışın sürekliliğini sağlamak (b) Buhar haldeki soğutucu akışkanın basıncını kondenserdeki yoğunlaşma sıcaklığının karşısı olan seviyeye çıkarmaktır.

Genel yapıları itibariyle soğutma kompresörlerini aşağıdaki şekilde sınıflandırmak mümkündür.

Pozitif sıkıştırmalı kompresörler :

- a) Pistonlu kompresörler
- b) Paetli dönel kompresörler
- c) Helisel-Vida tipi dönel kompresörler

a)Pistonlu kompresörler : Bir silindir içerisinde gidip gelme hareketi yapan bir pistonla sıkıştırma işlemini yapan bir tip kompresörlerde tahrik motorunun dönme hareketi bir krankbyel sistemi ile doğrusal harekete çevrilir. Eski tip bazı çift etkili kompresörlerin yatık tip pistonlu buhar makinaları ile hareketlendirilmesinde hiç dönel hareket olmadan da çalışma durumlarına rastlamak mümkündür. Bugünkü pistonlu soğutma kompresörleri genellikle tek etkili, yüksek devirli ve çok sayıda silindirli makinalar olup açık tip veya hermetik tip motor-kompresör şeklinde dizayn ve imal edilmektedirler.

Pistonlu kompresörlerin uygulanma şartları, birim soğutucu akışkan soğutma kapasitesine isabet eden silindir hacmi gereksinimi az olan ve fakat emiş/basma basınç farkı oldukça fazla olan refrijeranlar için uygun düşmektedir. Amonyak , R-12, R-22, R-502 bu refrijeranların en başta gelen türleridir.

Açık tip pistonlu kompresörlerin bugünkü silindir tertip şekilleri genellikle düşey I,V ve w tertibinde 1 ila 16 silindirli ve tek etkili olup, yatık ve çift etkili kompresör dizaynı hemen tamamıyla terk edilmiştir. Tam kapalı-hermetik tip motor-kompresörlerde düşey eksenli krank mili ve motor ile yatay eksenli silindir tertibi çok sık uygulanmaktadır.

b)Paletli dönel kompresörler : Dönel kompresörler, pistonlu kompresörlerin gidip gelme hareketi yerine sıkıştırma işlemini yaparken dönel hareketi kullanırlar. Bu dönel hareketten yararlanma şekli ise değişik türden olabilir (tek ve çift dişli, tek paletli, çok paletli). Çift dişli prensibine göre çalışan ve çok sık rastlanan Helisel Vida tipi dönel kompresörler de vardır.

c)Helisel tip dönel kompresörler :Pozitif sıkıştırımlı kompresörler genel grubuna giren bu kompresörlerin değişik konstrüksiyonu haiz birçok türüne rastlamak mümkündür. Soğutma uygulamalarında halen en çok rastlanan helisel tip dönel kompresörleri, bariz farklara sahip iki ana grupta toplamak mümkündür; (1)tek vidalı/helisli tip, (2)çift vidalı /helisli, dönel kompresörler. Ancak her iki tip kompresörün de çalışma prensibi ve konstrüktif yönden birçok müşterek yanları vardır. Örneğin , basınçla yağın püskürtülmesi suretiyle hem yağlama işleminin yapılması, hem sıkıştırma işlemi sırasında sızdırmazlığın sağlanması hemde meydana gelen ısının gövdeden alınıp uzaklaştırılması , her iki tür kompresörde de yerleşmiş bir uygulama şeklindedir. Keza oranları, kapasite kontrolü mekanizmaları ve ısı ekonomizeri tertipleri her iki tip kompresörde de benzer durumdadır.

Santrifuj kompresörler :

Buhar sıkıştırma çevrimiyle soğutma işlemi yapan santrifuj kompresörlerin, pistonlu ve Dönel paletli veya vida tipi kompresörlerden farkı pozitif sıştırma işlemi yerine santrifuj kuvvetlerden faydalanarak sıkıştırma işlemini yapmasıdır. Santrifuj kompresörlerde özgül hacmi yüksek olan akışkanların (daha geniş hacimlerin) kolayca hareket ettirmesi mümkün olduğu için sık sık büyük kapasiteli derin soğutma (-100°C kadar) işlemlerinde uygulandığı görülmür. Santrifuj kuvvetlerin büyüklüğü hızların karesi ile doğru orantılı olduğundan giriş-çıkış basıncı farklarının büyütülmesi devirin artırılması ile veya rotor çapının büyütülmesi ile yahutta kademe sayısı artırılarak sağlanabilir. Bu nedenle santrifuj makinalarda nadiren de olsa 90.000 d/d gibi çok yüksek rotor devirlerine rastlamak mümkündür. Bu yüksek devirlerin sağlanması için tahrik motoru ile komprösör mili arasında deviri yükseltici bir dişli kutusu konulur. Yüksek devirli buhar veya gaz türbünleri ile direkt akuple şekilde tahrik edilen santrifuj kompresörlere uygulamada rastlamak mümkündür.

Genel olarak tahrik gücü elektrik motorlarıyla sağlanır. İçten yanmalı motorlarla tahrik edilen santrifuj kompresörlere seyrek de olsa rastlanabilir. Uygulamadaki kapasite sınırları bugün 85 ila 10.000 Ton/Frigo arasında değişmektedir. Santrifuj kompresörlerde emiş ile basma tarafı arasındaki basınç farkının santrifuj kuvvetlerden yararlanılarak sağladığı yukarıda belirtmiştim. Bu basınç sağlanırken refrijerana önce bir hız (kinetik enerji) verilir ve sonra bu

hız basınca (potansiyel enerji) dönüştürülür. Bu dönüştürme işlemleri sırasında mutlaka birçok kayıplar olacaktır ve basma tarafı basıncı dahada yükseldikçe

bunlar dahada artacaktır. Bu nedenle, santrifuj kompresörlerde basma basıncının mümkün olduğu kadar emişten az bir farkla olması istenir. Buna rağmen uygulamada emiş-basma basınç farkı değerleri 2 ila 30 arasında değişmekte ve her tür refrijeran ile santrifuj kompresör kullanılabilir. Fakat yukarıda izah edilen sebepten dolayı daha ziyade yoğunlaşma basıncı düşük olan refrijeranlar santrifuj kompresörler için uygun olmaktadır (R-11 ve R-113 gibi) ve bu şartlar ancak klima uygulamalarına cevap verebilmektedir. Bu nedenle santrifuj kompresörlere en çok klima sistemi uygulamalarında rastlanmasına şaşmamak gerekir. Derin soğutma uygulamalarında genellikle çok kademeli kompresör kullanılır ve 10 kademeye kadar yapılan santrifuj kompresörlere rastlamak mümkündür. Ayrıca santrifuj kompresörlerin paralel ve seri bağlantı tertibinde hatta ara kademelerden değişik sıcaklık uygulamaları için refrijeran bağlantısı yapılarak kullanıldığı zaman zaman görülmektedir.

Santrifuj kompresörlerin kapasite kontrolü genellikle refrijeranı emişte kısımak suretiyle sağlanır. Bu maksatla emiş ağzına ayarlanabilir kanatlar konur. Kanatların ayarlanması pnömatik, elektrik veya hidrolik vasıtalarla yapılabilmektedir. Kapasite kontrolü maksadı için santrifuj kompresörlerde de rotor devrini değiştirme tarzı kullanılmaktadır. Az da olsa uygulanan diğer kapasite kontrol sistemleri; Difüzör (çıkış) kanatlarının açılarının ayarlanması, difüzör kanalının daraltılıp genişletilmesi, Rotorun (çark) geçiş kanallarının daraltılması ve bunların birkaçının beraberce uygulanmasıdır.

Santrifuj kompresörlerin dizaynında çalışma kapasite sınırlarının ve devirlerinin gerek kritik devir sayısı yönünden ve gerekse şok dalgalanmasının başlaması yönünden çok iyi etüt edilmesi gerekir. Kritik devir sayısının 0.8 ila 1.1 katı değerleri arasındaki devirlerde kati surette sürekli çalışmaya müsaade edilmez.

Şok dalgalanmasının durumu ise, değişik devirlerdeki Debi/Basınç koordinatları üzerine inşa edilecek politropik verim ve Mach katsayısı eğrilerinin etüdü ile görülebilir. Buradan bulunacak şok dalgalanması zarfının altındaki değerlerde çalışma şok dalgalanması yapacaktır. Şok dalgalanması (surging) olayı varken refrijeran kompresör çıkışında sık sık bir ileriye bir geriye yönelir. (takriben 2 saniyede yön değiştirir). Bu olayın neticesinde aşırı gürültü , aşırı titreşim ve kompresörde aşırı ısınma meydana gelir ki devam etmesi halinde gerek sistem tarafı gerekse kompresör tarafı bundan zarar görebilir. Keza tahrik motoru da alternatif şekilde yüklenir ve yükü azalır ki bunun sonucu dönme hızı bir azalır bir artar.

Surging olayının tespitinde bu durumun mevcudiyeti bir ipucu olabilir. Motorun çektiği akımın ölçülmesi de bu olayı teyit edecektir. Kompresördeki aşırı titreşimler ve gürültüler daima bir anormal çalışmaya ve arızanın yaklaştığına işaret olarak kabul edilmelidir.

Santrifuj kompresörlerin rotorları (çark) açık tip veya örtülü tip şeklinde dizayn edilir ve dökme alüminyum, kaynaklı alüminyum, dökme çelik, kaynaklı çelik, perçinli çelik gibi malzemeden yapılır. Alüminyum, çeliğe nazaran daha yüksek bir dayanıklılık/ağırlık oranına sahiptir ve daha hafif rotor ile daha yüksek devirlerde çalışmasını mümkün kılar. Çelik rotorlar ise 150C üzerindeki çalışma şartlarında üstünlük kazanır. Korosif refrijeran uygulamalarında paslanmaz çelik uygun bir çözüm getirmektedir. Santrifuj kompresörlerde de vida tiplerinde olduğu gibi ekstenel ve radyal yükleri taşıyacak şekilde ayrı ayrı iyi bir yataklama gereklidir. Ekstenel yükler burada daha da fazladır.

5.1.2 Kondenser (Yoğuşturucu)

Soğutma sisteminde refrijeranın evaporatörden aldığı ısı ile kompresördeki sıkıştırma işlemi sırasında ilave olunan ısının sistemden alınması kondenserde yapılır. Böylece refrijeran sıvı hale gelerek basınçlandırılır ve tekrar genişletilerek evaporatörden ısı alacak duruma getirilir.

Buhar ve gazların bir yüzeyde yoğuşması, yüzeyin vasıflarına bağlı olarak “Damla veya film teşekkülü” tarzlarında oluşur. Damla teşekkülü ile yoğuşma (Dropwise condensation) durumunda çok daha yüksek (Film teşekkülünden 4-8 defa daha fazla) ısı geçirgenlik katsayıları sağlanabilmekte ve bu tercih edilmekte ise de uygulamada refrijeran özellikleri ve kondenser imalatının ekonomik faktörlerle sınırlanmaları nedeniyle ancak film tarzı yoğuşma ve az ölçüde de damla teşekkülü ile yoğuşma birlikte olmaktadır.

Kondenserdeki ısı alış verişinin 3 safhada olduğu düşünülebilir, bunlar(1)Kızgınlığın alınması (2)Refrijeranın yoğuşması (3)Aşırı soğutma. Kondenser dizaynına bağlı olarak aşırı soğutma kondenser alanının %0-10'unu kullanacaktır. Kızgınlığın alınması için ise kondenser alanının %5'ini bu işleme tahsis etmek gerekir. Bu üç değişik ısı transferi şekline bağlı olarak kondenserdeki ısı geçirme katsayıları ile sıcaklık araları da farklı olacaktır. Ancak kızgınlığın alınması safhasındaki ortalama sıcaklık aralığının fazlalığına karşı daha düşük bir ısı transferi katsayısı mevcut olacak, fakat aşırı soğutma sırasında bunun aksine sıcaklık aralığı daha az ve ısı geçirme katsayısı daha fazla olacaktır. Yoğuşma sırasında ise her iki değer de alt-üst seviyelerinin arasında bulunacaktır. Yapılan deneylerde ısı transferi katsayısının artmasının karşısında sıcaklık farkının azalması (veya tersi) yaklaşık olarak aynı çarpım sonucunu vermektedir ve bu değerlerin ortalamasını kullanmak mümkün olmaktadır. Hesaplama

sağladığı basitlik de göz önüne bulundurularak kondenserlerin hesabında tek bir ısı geçirme katsayısı ile tek bir ortalama sıcaklık aralığı değerleri uygulanmaktadır.

Genel olarak 3 değişik tip kondenser mevcuttur;(A)Su soğutmalı kondenserler (B)Hava ile soğutmalı kondenserler (C)Evaporatif (Hava-Su) kondenserler. Uygulamada , bunlardan hangisinin kullanılacağı daha ziyade ekonomik yönden yapılacak bir analiz ile tespit edilecektir. Bu analizde kuruluş ve işletme masrafları beraberce etüt edilmelidir. Diğer yandan, su soğutmalı ve evaporatif kondenserlerde yoğunlaşma sıcaklığının daha düşük seviyelerde olacağı ve dolayısıyla soğutma çevrimi termodinamik veriminin daha yüksek olacağı muhakkaktır, bu nedenle yapılacak analizde bu hususun dikkate alınması gerekir.

Su Soğutmalı Kondenserler : Bilhassa temiz suyun bol miktarda, ucuz ve düşük sıcaklıklarda bulunabildiği yerlerde gerek kuruluş ve gerekse işletme masrafları yönünden en ekonomik kondenser tipi olarak kabul edilebilir. Büyük kapasitedeki soğutma sistemlerinde genellikle tek seçim olarak düşünülür. Fakat son yıllarda yüksek ısı geçirme katsayıları sağlanan hava soğutmalı kondenserlerin yapılmasıyla 100 Ton/fr. kapasitelerine kadar bunların da kullanıldığı görülmektedir.

Su soğutmalı kondenserlerin dizaynı ve uygulamasında boru malzemesinin ısıl geçirgenliği, kullanılan suyun kirlenme katsayısı, kanatlı boru kullanıldığında kanat verimi su devresinin basınç kaybı, refrijeranın aşırı soğutulmasının seviyesi gibi hususlar göz önünde bulundurulur.

Bakır boru kullanılan kondenserlerde (halojen refrijeranlar) genellikle borunun et kalınlığı azdır. Bakırın ısı geçirgenliği de yüksek olduğu için kondenserin tüm ısı geçirme katsayısına kondüksüyonun etkisi azdır ve bu katsayı daha ziyade dış (refrijeran tarafı) ve iç (su tarafı) film katsayılarının değerine bağlı olur. Halbuki, et kalınlığı fazla ve ısıl geçirgenliği az (demir boru gibi) olan borular kullanıldığında, örneğin amonyak kondenserlerinde, borudaki kondiktif ısı geçişi de tüm ısı geçirme katsayısına oldukça etgen olur.

Kirlenme katsayısı, kullanılan suyun zamanla su tarafındaki ısı geçiş yüzeylerinde meydana getireceği kalıntıların ısı geçişini azaltıcı etkisini dikkata almak maksadını taşır. Kirlenme katsayısını etkileyen faktörler şunlardır:(1)Kullanılan suyun , içindeki yabancı maddeler bakımından evsafı (2)Yoğunlaşma sıcaklığı (3)Kondenser borularının temiz tutulması için uygulanan koruyucu bakımın derecesi. Bilhassa 50°C'nin üzerindeki yoğunlaşma sıcaklıkları için kirlenme katsayısı, uygulamanın gerektirdiğinden biraz daha yüksek alınmalıdır.38°C'nin altındakiyoğunlaşma sıcaklıklarında ise bu değer normalin biraz altında alınabilir. Su geçiş

hızının düşük olması da kirlenmeyi hızlandırır ve 1m/san'den daha düşük hızlara meydan verilmemelidir. Yüze kalıntıları periyodik olarak temizlenmediği takdirde kirlenme olayı gittikçe hızlanacaktır, zira ısı geçirme katsayısı git gide azalacak ve gerekli kondenser kapasitesi ancak daha yüksek yoğuşum sıcaklığında sağlanabilecektir. Bu ise kirlenme olayına sebebiyet verecektir. Artan kirlenme ile su tarafı direncinin artacağı ve bunun sonucu su debisinin azalarak yoğuşum sıcaklığını daha da arttıracacağı muhakkaktır.

Hava Soğutmalı Kondenserler : Bilhassa 1 hp'ye kadar kapasitedeki gruplarda istisnasız denecek şekilde kullanılan bu tip kondenserlerin tercih nedenleri;basit oluşları, kuruluş ve işletme masraflarının düşüklüğü, bakım-tamirlerinin kolaylığı şeklinde sayılabilir. Ayrıca her türlü soğutma uygulamasına uyabilecek karekterdedir (Ev tipi veya ticari soğutucular , soğuk odalar, pencere tipi klima cihazları gibi). Çoğu uygulamalarda hava sirkilasyon fanı açık tip kompresörün motor kasnağına integral şekilde bağlanır ve ayrı bir tahrik motoruna ihtiyaç kalmaz.

Hava soğutmalı kondenserlerde de ısı transferi 3 safhada oluşur, bunlar(a)Refrijerandan kızgınlığın alınması (b)Yoğuşturma (c) Aşırı soğutma. Kondenserin alanının takriben %85 yoğuşturma olayına hizmet eder ki kondenserin asli görevi budur. %5 civarında bir alan kızgınlığın alınmasına ve %10 ise aşırı soğutma (subcooling) hizmet eder. Hava soğutmalı kondenserlerde yoğuşan refrijeranı kondenserden almak ve depolamak üzere genellikle bir refrijeran deposu kullanılması artık usul haline gelmiştir. Bundan maksat kondenserin faydalı alanını sıvı depolaması için harcamamaktır.

Havalı kondenserler, halokarbon refrijeranlar için genellikle bakır boru / aliminyum kanat tertibinde, bazen de Bakır boru / Bakır kanat ve bakır veya Çelik boru / çelik kanat tertibinde imal edilirler. Aliminyum alaşımı boru / kanat imalatlara da rastlamak mümkündür. Kullanılan boru çapları ¼" ile ¾" arasında değişmektedir. Kanat sayısı beşer metrede 160 ile 1200 arasında değişir, fakat en çok kullanılan sıklık sınırları 315 ile 710 arasında kalmaktadır. Bu tip havalı kondenserlerin ısı geçiş alanı ihtiyacı ortalama olarak 2.5 m/sn hava geçiş hızında, beher ton/frigo (3024 kcal/h) için 9 ila 14 m kare arasında değişmektedir. Çok küçük, tabii hava akışlı kondenserler hariç tutulursa, hava ihtiyacı ortalama beher kcal/h için 0.34 ila 0.68m³ /h arasında değişmekte olup buna gereken fan motor gücü beher 1000 kcal/h için 0.03ila0.06hp civarında olmaktadır. Fan devirleri 900 ila 1400 d/d arasında olmalıdır. Kondenser fanları genellikle aksiyal tip olup sessiz istenen yerlerde radyal tip kullanılabilir. Refrijeran yoğuşma sıcaklığı ise, hava giriş sıcaklığının 10-20°C üzerinde bulunacak şekilde düşünülmelidir. Genelde boruların durumu, kanat aralıkları, derinlik (boru sırası) alın alanı

gibi dizayn özellikleri hava debisi ihtiyacını, hava direncini ve dolayısıyla fan büyüklüğü, fan motor gücünü ve hatta grubun ses seviyesiyle mal yetleri etkileyecektir. Bugünkü kondenser dizayn şekli sıcak refrijeranın üstten bir kollektörle birkaç müstakil devreye verilmesi, yoğuştuğu gravite ile aşağı doğru inmesi ve aşırı soğutma sağlanarak gene bir kollektörden alınması şeklindedir.

Hava soğutmalı kondenserler, grup tertip şekline göre (a)kompresör ile birlikte gruplanmış (b)kompresörden uzak bir mesafeye konulacak tarzda tertiplenmiş (split kondenser) olmak üzere iki sınıfa ayrılmaktadır. Kondenserden hava geçişi düşey ve yatay yönde olacak tarzda tertiplenebilir. Diğer yandan, hava fanı, havayı emici veya itici etkiyle hareketlendirecek şekilde konulabilir.

Bir soğutma sisteminin bekleneni verebilmesi, büyük ölçüde yoğuşma basınç ve sıcaklığının belirli sınırlar arasında tutulabilmesiyle mümkündür. Bu ise kondenserin çalışma rejimi ile yakından ilgilidir. Aşırı yoğuşum sıcaklık ve basıncının önlenmesi kondenserin yeterli soğutma alanına sahip olmasıyla ilgili olduğu kadar hava sık rastlanan bir durumdur. Bu nedenle, bilhassa soğuk havalarda çalışma durumu devresinde yeterli debi ve sıcaklıkta havanın bulunmasıyla ilgilidir. Yoğuşma sıcaklık ve basıncının çok düşük olması halinde ise yeterli refrijeran akışı olamamasına bağlı olan sorunlar çıkmaktadır. Örneğin, termostatik ekspansiyon Vaf'inde yeterli basınç düşümü sağlanamamasından dolayı kapasitenin düşmesi sık olduğunda, çok düşük yoğuşma basıncını önleyici tedbirler alınır ki bunları iki grupta toplamak mümkündür; (a) Refrijeran tarafını kontrol etmek, (b) Hava tarafını kontrol etmek.

Evaporatif kondenserler : Hava ve suyun soğutma etkisinden birlikte yararlanılması esasına dayanılarak yapılan evaporatif kondenserler bakım ve servis güçlükleri, çabuk kirlenmeleri, sık sık arızalanmaya müsait oluşları nedenleriyle gittikçe daha az kullanılmaktadır.

Evaporatif kondenser üç kısımdan oluşmaktadır. (a)Soğutma serpantini, (b)Su sirkülasyon ve püskürtme sistemi, (c)Hava sirkülasyon sistemi. Soğutma serpantininin içinden geçen refrijeran, hava soğutmalı kondenserde olduğu gibi, yoğuşarak gaz deposuna geçer. Serpantinin dış yüzeyinden geçirilen hava, ters yönden gelen atomize haldeki suyun bir kısmını buharlaştırarak soğutma etkisi meydana getirir.(Aynen soğutma kulesinde olduğu gibi). Böylece kondenserdeki yoğuşma sıcaklığı ve dolayısıyla basıncı daha aşağı seviyelere düşürülmüş olur. Serpantinin dış yüzeyi, ısı transferi film katsayısının düşük oluşunun etkisini karşılamak üzere, alanı arttırmak için kanatlarla techiz edilmektedir. Ancak, modern evaporatif kondenserlerde, boru dış yüzeylerinde iyi bir ıslaklık elde edilmesi neticesi yüksek

ısı transfer katsayılarına ulaşmakta ve kanatsız düz borular kullanılmaktadır. Kondenserin alt seviyesinde bulunan su toplanma haznesinden su devamlı şekilde bir pompa ile alınıp soğutma serpantininin üst tarafında bulunan bir meme grubuna basılır ve memelerden püskürtülür. Bu suyun takriben %3-5 buharlaşarak (takriben 6 ila 7.5 litre/h beher ton /frigo için) havaya intikal ettiğinden, su haznesine, flatörlü valf aracılığıyla devamlı su verilir. Ancak bu kondenserdeki su ilavesi, su soğutmalı kondenseri bulunan soğutma kulesi ile mücehhez bir sisteme oranla çok daha azdır ve bunun %5ila10'u mertebesinde olmaktadır. Soğutma kulelerinde olduğu gibi, evaporatif kondenserlerde de, buharlaşma sebebiyle geride kalan suyun sertliği ve kirliliği gittikçe artacağından, su toplanma haznesinden bir miktar suyu sürekli sızdırmak gerekir. İyi vasıflı su kullanıldığında sızdırılan su miktarı 9(klima)ila12(soğutma)litre/h beher ton/frigo civarında olmalıdır. Su haznesinde verilen suyun yumuşatılmış su olması halinde bu miktar sıfıra indirilebilir ve bu tercih edilmelidir.

Bir evaporatif kondenserin ısıl perfonmansı, sadece havanın kuru veya yaş termometre sıcaklıkları veya havanın giriş -çıkış entalpi farkları baz alınarak gösterilemez. Zira püskürtülen suyun ve üflenlen havanın sıcaklıkları girişten çıkışlarına kadar çok değişik değerler gösterirler. Havanın yaş termometre sıcaklığı normal olarak sürekli artar ve çıkışta en yüksek seviyeye ulaşır. Suyun sıcaklığı ise refrijerandan alınan ısı ile yükselme eğilimi gösterirken suyun buharlaşma ısısı almasıyla sıcaklığı düşmeye başlar. Bunun sonucu, su sıcaklığı soğutma serpantininin girişinde yükselir (hava yaş termometre sıcaklığı bu kısımda oldukça yükseldiğinden) ve sonradan, havanın giriş yerine yaklaşınca sıcaklığı düşmeye başlar. Toplanma havuzunda su sıcaklığı, stabil bir çalışmaya erişilince fazla değişmez.

Evaporatif kondenserler genellikle binanın dışına ve çatıya konulur, fakat bina içine konularak hava giriş-çıkışları galvanizli saçtan kanallarlada sağlanabilir. Bina dışındaki cihazların kışın da çalışması söz konusu ise donmaya karşı tedbir alınmalıdır. Bina içindeki uygulamalarda ise, ıslak havanın atıldığı kanalın soğuk hacimlerden geçmesi halinde kanalın içinde yoğuşma olacağı hatırd tutulmalı ve bu suyun toplanıp atılması için önlem alınmalıdır. Bina içi uygulamaları, bir egzost sistemi ile entegre olarak uygulandığında egzost fanı ve elektrik enerjisinden tasarruf sağlayacaktır.

Hava soğutmalı kondenserlerde olduğu gibi evaporatif kondenserlerde de soğuk havalarda çalışma sırasında çok düşük yoğuşma basınçları oluşumunun önlenmesi gerekir. Bu maksatla uygulanan tertipler; (a)Vantilatör motorunun durdurulup çalıştırılması (b)Hava debisini azaltıp çoğaltmak üzere hava akımına bir damper ve ayar servomotoru kullanılması (c)Vantilatör motorunun devrinin azaltılıp çoğaltılması olarak sayılabilir.

5.1.3 Evaporatörler (Buharlaştırıcı)

Bir soğutma sisteminde evaporatör sıvı refrijeranın buharlaştığı ve bu sırada bulunduğu ortamdan ısıyı aldığı cihazdır. Diğer bir ifadeyle evaporatör bir soğutucudur. Kondenserden direkt olarak veya refrijeran deposundan geçerek ve direkt ekspansiyonlu sistemde (kuru tip) ekspansiyon valfi, kılcal boru veya benzer bir basınç düşürücü elamanda adyabatik olarak genişledikten sonra evaporatöre sıvı-buhar karışımı şeklinde giren refrijeranın büyük bir kısmı sıvı haldedir. Evaporatörde ısı alarak buharlaşan refrijerana, emiş tarafına geçmeden önce bir miktar daha ısı verilmesi ve 3-8°C arasında kızgınlık verilecek kızgın buhar durumuna gelmesinin birçok faydaları vardır. Bunların en başta, kompresöre büyük zarar verebilen sıvı refrijeranın kompresöre gelmesi gösterilebilir. Sıvı taşmalı tip evaporatörlerde ise refrijeran evaporatörde sıvı halde bulunur ve ısıyı alarak buharlaşan kısmı bir sıvı-buhar ayırıştırıcısından (surge tank) geçtikten ve sıvı kısmı ayrıldıktan sonra buhar halinde kompresöre ulaşır. Sıvı refrijeranın evaporatöre beslenmesi seviye kumandalı (flatörlü,manyetik vs.) Bir vana ile yapılır. Sıvı ayırıştırıcı tankta biriken sıvı refrijeran tekrar evaporatöre geri gönderilir ve soğutma işleminde yararlanır. diRekt veya sıvı taşmalı tertiplerde çalışan evaporatörlerin hepsinde de refrijeran basınca, kondenser tarafındaki basınca oranla çok daha düşüktür. Bu nedenle, evaporatör tarafına sistemin alçak basınç tarafı adı verilir.

Evaporatörün yapısı; refrijeranın iyi ve çabuk buharlaşmasını sağlayacak, soğutulana maddenin (hava su, salamura, vs) ısınıını iyi bir ısı geçişi sağlayarak, yüksek bir verimle alacak ve refrijeranın giriş ve çıkıştaki basınç farkını (kayıpları) asgari seviyede tutacak tarzda dizayn edilmelidir. Ancak, bunlardan sonuncusu ilk ikisiyle genellikle ters düşmektedir. Şöyle ki; iyi bir ısı geçişi ve iyi bir buharlaşma için gerekli şartlar iç ve dış yüzeylerin daha girintili ve daha kolay ıslanır (kılçallığı fazla) olmasını gerektirirken bu durum basınç kayıplarını arttırmaktadır. Bu nedenle, evaporatör dizaynı geniş tecrübe ve dikkat isteyen, ayrıca deneylere sık sık başvurulana bir çalışma şeklini gerektirir. Bu çalışmaların yönlendirilmesinde en başta gelen etken soğutulana maddenin cinsi ve konumudur (sıvı, katı, gaz). Ayrıca, refrijeran ısı alışverişi yaparken içinde bulunduğu ve hareket ettiği hacmin durumu da evaporatör dizaynında önemli değişiklikler meydana getirir. Burada refrijeranın bir boru serpantininde içerisinde hareket etmesi ve soğutulana maddenin boruların dışından geçmesi veya bunun tersi söz konusu olmaktadır ki bunlardan ilki genellikle kuru tip-direkt ekspansiyonlu evaporatörlerde, ikincisi ise sıvı taşmalı tip evaporatörlerde uygulanmaktadır. Refrijeranın boru içinden geçmesi halinde, akış hızının artırılmasının içteki film katsayısını ve dolayısıyla ısı geçişini artırıcı yönde bir etkisi beklenir, fakat bu durum refrijeranın basınç

kayıplarını arttıracak için akış debisini azaltacak ve kapasiteyi düşürecektir. Burada, her iki etkenin durumu beraberce göz önünde bulundurulup ısı geçiş ve kapasitenin optimum olduğu değerler saptanmalıdır.

Evaporatör tipleri, uygulamanın özelliklerine göre 3 ana grupta toplanabilir; (A) Gaz haldeki maddeleri soğutmak için kullanılan evaporatörler (genellikle hava) (B)Sıvı haldeki maddeleri soğutucu evaporatörler(su, salamura, antifriz, kimyasal akışkanlar vs.) (C)Katı maddeleri soğutucu evaporatörler (Buz, buz paten sahası, metaller, vs).

Buhar sıkıştırma çevrimli bir soğutma sisteminin, alçak basınç ve yüksek basınç tarafı şeklinde iki kısma ayrılabilceği bilinmektedir. Kompresörün alçak basınçlı refrijeran gazı yüksek basınç altındaki kondensere basmak maksadına hizmet ettiği de izah edilir. Refrijeranın evaporatörde buharlaşarak ısı alabilmesi için basıncının, evaporatör sıcaklıklarında buharlaşmasına imkan verecek seviyeye düşürülmesi gerekir. Keza sıvı taşmalı sistemlerde de refrijeranın, evaporatör sıcaklığında buharlaşmaya hazır halde

(Doymuş buhar-sıvı)bulunmasını sağlayacak bir basınca düşürülmesi gerekecektir. Bunu sağlayan kontrol elemanları direkt ekspansiyonlu sistemlerde Ekspansiyon (genişleme) valfleri veya kılcal boru, sıvı taşmalı sistemlerde ise seviye kontrollü valf olarak tanımlanabilir. Her iki tür uygulamada da bu kontrol elemanlarından beklenen husus, evaporatörde buharlaşan refrijeran kadar sıvı refrijeranı evaporatöre aynen beslemektir.

Evaporatör dizaynı çok tecrübe ve dikkati gerektiren bir iştir. İç boruların çapları, refrijeran geçiş hızları, boru iç yüzeyindeki film katsayısını artırıcı önlemlerin uygulanması, dış zarfın çapı, su tarafındaki türbülans perdelerinin sıklığı, imalat işçiliği kalitesi gibi kapasiteyi etkileyici bir çok değişken mevcuttur. Isı geçirme katsayısı Ku'yu etkileyen en önemli faktör muhakkak ki refrijeran tarafındaki film katsayısıdır. Bu katsayıyı arttırmak üzere boruya boğum şeklinde şekil verilmesi, borunun içine yıldız şeklinde türbülütör konulması, iç yüzeye kanat yapılması gibi önlemler alınmaktadır.

5.2 Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

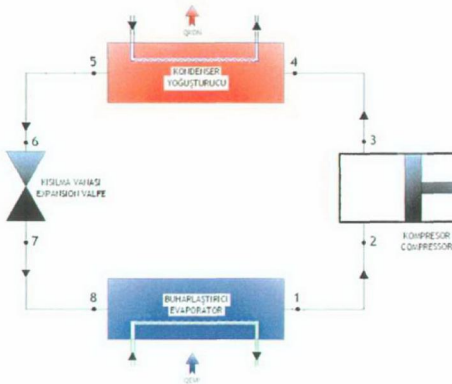
Termodinamiğin ikinci kanuna göre, ısı kendiliğinden daha yüksek bir sıcaklığa gelmez. Isı makinasının tersi yönde dışarıdan iş (veya ısı) verilerek çalışan bir çevrimle mümkündür (Öztürk ve Kılıç, 1993).

Soğutma makinasında soğutulan yerin, ısı pompasında civarın sıcaklığından daha düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkan (buharlaştırıcıda) ısı geçişi neticesi ile buharlaşır. Yoğuşturucuda daha yüksek basınç ve sıcaklıktaki akışkan, soğutma makinasında civara ve ısı pompasında ısıtılan yere olan ısı geçişi neticesinde yoğuşur. Basıncın artırılması buhar sıkıştırılmalı çevrimde kompresörle, Absorbsiyonlu çevrimde ise pompa ile sağlanır kısımla vanasında ise basınç düşürülür. Bu çevrimlerde S.A.S.A denklemleri kullanılır.

Biz bu araştırmamızda gerçek sistemleri incelediğimizden ideal sistemlerin literatür analizi yapılmamıştır.

5.2.1 Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Gerçek çevrimler iç tersinmezlikler yüzünden ideal çevrimlerden ayrılırlar. Böylece borularda ısı değiştiricilerinde yük kayıpları olur ve kompresörde entropi artar. Adyabatik kompresördeki tersinmezlik denklemi (3.1.40 ve 3.1.41) ile verilen izantropik verimle hesap yapılır. Kompresörden olan ısı kaybı, diğer taraftan entropinin azalmasına sebep olur. Buharlaştırıcı çıkışında kızgın buhar, yoğuşturucu çıkışında ise sıkıştırılmış sıvı olması ideal çevrimden olan diğer ayrılmalarıdır.



Şekil 5.2.1.1 Gerçek Soğutma Çevrimi Şematik Şekli

Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Çevrimin Performans Analizi :

Termodinamiğin I. Kanunu Analizi :

- Kütle Dengesi :

$$m = m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m_5 = m_6 = m_7 = m_8$$

- 1-2 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kazancı (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$Q_{1-2} = m (h_2 - h_1) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{1-2} = h_2 - h_1$$

- 2-3 arası Kompresöde (SASA, $Q \neq 0$, $W \neq 0$) :

$$m [-q_{2-3} - (-w_{2-3}) + (h_2 - h_3)] = 0 \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad w_{2-3} = h_3 - h_2 + q_{2-3}$$

- 3-4 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kaybı (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$Q_{3-4} = m (h_3 - h_4) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{3-4} = h_3 - h_4$$

- 4-5 arası Kondenserde (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$m [-q_{4-5} + (h_4 - h_5)] = 0 \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{4-5} = h_4 - h_5$$

- 5-6 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kaybı (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$Q_{5-6} = m (h_5 - h_6) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{5-6} = h_5 - h_6$$

- 6-7 Noktaları Arasındaki Kısılma Vanası (SASA, $Q = 0$, $W = 0$) :

$$Q_{6-7} = m (h_6 - h_7) \quad \text{dan} \quad h_6 = h_7$$

- 7-8 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kazancı (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$Q_{7-8} = m (h_8 - h_7) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{7-8} = h_8 - h_7$$

- 8-1 Noktaları Arasındaki Evaporatör (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$Q_{8-1} = m (h_1 - h_8) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{8-1} = h_1 - h_8$$

- COP Soğutma etkinlik Katsayısı

$$COP = \frac{Q_{EVP}}{W_{KOM}} = \frac{q_{8-1}}{w_{2-3}} = \frac{h_1 - h_8}{h_3 - h_2 + q_{2-3}} \quad \text{olarak bulunur.}$$

Termodinamiğin II. Kanunu Kullanılabilir Enerji Analizi :

- 1-2 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı T_0 sıcaklığında, $\Psi_Q = 0$, $\Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_1 - \Psi_2$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\Psi_{a1} - \Psi_{a2})$$

$$\Psi_{ky} = (h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2)$$

- 2-3 arası Kompresörde Kayıp Kullanılabilir Enerji (SASA, Isı kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0, \Psi_W \neq 0$) :

$$\Psi_{ky} = W_{2-3} + \Psi_2 - \Psi_3$$

$$m \times \Psi_{ky} = m [w_{2-3} + (\Psi_{a2} - \Psi_{a3})] \quad \Psi_{ky} = (h_3 - h_2 + q_{2-3}) + (h_2 - h_3) - T_o (s_2 - s_3)$$

- 3-4 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_3 - \Psi_4$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\Psi_{a3} - \Psi_{a4}) \quad \Psi_{ky} = (h_3 - h_4) - T_o (s_3 - s_4)$$

- 4-5 arası Kondenserde Kayıp Kullanılabilir Enerji (SASA, Isı kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0, \Psi_W = 0$) : Bizim analizimizde kondenser çevre sıcaklığında çalışmakta

$$\Psi_{ky} = \Psi_4 - \Psi_5$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\Psi_{a4} - \Psi_{a5}) \quad \Psi_{ky} = (h_4 - h_5) - T_o (s_4 - s_5)$$

- 5-6 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_5 - \Psi_6$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\Psi_{a5} - \Psi_{a6}) \quad \Psi_{ky} = (h_5 - h_6) - T_o (s_5 - s_6)$$

- 6-7 Noktaları Arasındaki Kısıtlı Vanası (SASA, Isı kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0, \Psi_W=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_6 - \Psi_7 \quad h_6 = h_7 \text{ olduğundan}$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\Psi_{a6} - \Psi_{a7}) = (h_6 - h_7) - T_o (s_6 - s_7) \quad \Psi_{ky} = - T_o (s_6 - s_7)$$

- 7-8 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_7 - \Psi_8$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\Psi_{a7} - \Psi_{a8}) \quad \Psi_{ky} = (h_7 - h_8) - T_o (s_7 - s_8)$$

- 8-1 Noktaları Arasındaki Evaporatör (SASA, Isı kaybı T_{EVP} sıcaklığında, $\Psi_W=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_8 - \Psi_1 + \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}} \right) x Q_{EVP}$$

$$m \times \Psi_{ky} = m [(\Psi_{a8} - \Psi_{a1}) + \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}} \right) x q_{EVP}]$$

$$\Psi_{ky} = (h_8 - h_1) - T_o (s_8 - s_1) + \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}}\right) xq_{EVP}$$

Gerçek Soğutma Çevriminin II. Kanun Verimi:

$$\Psi_Q - \Psi_W = \Psi_{ky}$$

$$\Psi_Q = \left(1 - \frac{T_o}{T_{1-2}}\right) xq_{2-1} - \left(1 - \frac{T_o}{T_{2-3}}\right) xq_{3-2} - \left(1 - \frac{T_o}{T_{3-4}}\right) xq_{4-3} - \left(1 - \frac{T_o}{T_{KON}}\right) xq_{KON} + \left(1 - \frac{T_o}{T_{5-6}}\right) xq_{6-5} + \left(1 - \frac{T_o}{T_{7-8}}\right) xq_{8-7} + \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}}\right) xq_{EVP}$$

Boru Kompresör Boru Kondenser Boru Boru Evaporatör

$$\Psi_w = -w_{2-3}$$

$$w_{2-3} = \left(1 - \frac{T_o}{T_{1-2}}\right) xq_{2-1} + \left(1 - \frac{T_o}{T_{2-3}}\right) xq_{3-2} + \left(1 - \frac{T_o}{T_{3-4}}\right) xq_{4-3} + \left(1 - \frac{T_o}{T_{KON}}\right) xq_{KON} + \left(1 - \frac{T_o}{T_{5-6}}\right) xq_{6-5} - \left(1 - \frac{T_o}{T_{7-8}}\right) xq_{8-7} - \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}}\right) xq_{EVP} + \Psi_{ky}$$

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}}\right) xq_{EVP}}{w_{2-3}} = \frac{-\left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}}\right) xq_{EVP}}{h_3 - h_2 + q_{2-3}}$$

5.2.2 Gerçek Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi

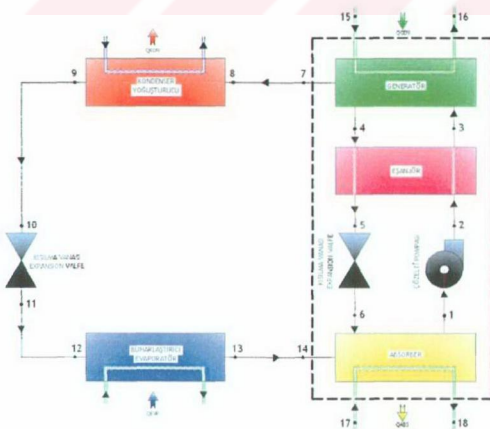
Soğutucu akışkanın basıncının artırılması Şekil 5.2.2.1 de görüldüğü gibi, akışkanı soğutan ve sonra ısıtılmakla geri bırakan bir akışkanın ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ veya $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ gibi) pompalanması

ile sağlanan çevrimlere soğuruculu

(absorbsiyonlu) soğutma denir.

Buhar sıkıştırılmadığı kompresörün yerine absorber, generatör, ve eşanjör gibi elemanlar gelir. Bu kısımdaki termodinamik inceleme çözeltili kütleli debisi oldukça önemlidir.

Şekil 5.2.2.1 Gerçek Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi Şematik Şekli



Gerçek Absorbsiyonlu Çevrimin Performans Analizi :

Termodinamiğin I. Kanunu Analizi :

- Kütle Dengesi :

$$R : \text{Refrigerant} : m_R = m_7 = m_8 = m_9 = m_{10} = m_{11} = m_{12} = m_{13} = m_{14}$$

- $m_7 + m_4 = m_3$ Generatördeki Kütle Denge
- $m_4 = m_5 = m_6$ Yüksek konsantrasyon çözelti debisi
- $m_3 = m_2$ Düşük konsantrasyon çözelti debisi
- Bizim analizimizi yaptığımız sistem için konstantrasyon farklılığından ötürü $m_1 \neq m_2$ ve 3
- 1-2 Noktaları Arasındaki Çözelti pompasındaki iş (SASA, $Q = 0$, $W \neq 0$) :

$$[-(-W_{1-2}) + (m_1 \times h_1 - m_2 \times h_2)] = 0 \quad \text{buradan} \quad W_{1-2} = m_2 \times h_2 - m_1 \times h_1$$

- Eşanjör (SASA, $Q = 0$, $W = 0$) Sistem içinde verilen ısı geri alınıyor :

$$m_2 \times h_2 + m_4 \times h_4 = m_5 \times h_5 + m_3 \times h_3 \quad m_3 \text{ veya } 2 (h_2 - h_3) = m_5 \text{ veya } 4 (h_5 - h_4)$$

- Generatördeki ısı dengesi (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$[Q_{\text{GEN}} + (m_3 \times h_3 - m_7 \times h_7 - m_4 \times h_4)] = 0 \quad Q_{\text{GEN}} = m_7 \times h_7 + m_4 \times h_4 - m_3 \times h_3$$

- 5-6 Noktaları Arasındaki Çözelti Kısılma Vanası (SASA, $Q = 0$, $W = 0$) :

$$Q_{5-6} = m_5 \text{ veya } 6 (h_6 - h_5) = 0 \quad \text{buradan} \quad h_5 = h_6 \text{ olarak bulunur.}$$

- Absorber (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$-Q_{\text{ABS}} + m_R \times h_{14} + m_6 \times h_6 - m_1 \times h_1 = \text{buradan} \quad Q_{\text{ABS}} = m_R \times h_{14} + m_6 \times h_6 - m_1 \times h_1$$

- 7-8 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kaybı (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$-Q_{7-8} = m_R \times (h_8 - h_7) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{7-8} = h_7 - h_8$$

- Kondenser (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$-Q_{\text{KON}} + m_R \times (h_8 - h_9) = 0 \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{\text{KON}} = h_8 - h_9$$

- 9-10 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kaybı (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$-Q_{9-10} = m_R \times (h_{10} - h_9) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{7-8} = h_9 - h_{10}$$

- 10-11 Noktaları Arasındaki Kısılma Vanası (SASA, $Q = 0$, $W = 0$) :

$$Q_{10-11} = m_R (h_{11} - h_{12}) = 0 \quad \text{buradan} \quad h_{11} = h_{12} \text{ olarak bulunur.}$$

- 11-12 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kazancı (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$Q_{11-12} = m_R \times (h_{12} - h_{11}) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{11-12} = h_{12} - h_{11}$$

- Evaporatör (SASA, $Q \neq 0, W = 0$) :

$$Q_{EVP} + m_R \times (h_{12} - h_{13}) = 0 \text{ denklem (2.2.11) den } q_{EVP} = h_{13} - h_{12}$$

- COP Soğutma etkinlik Katsayısı

$$COP_{SOĞUTMA} = \frac{Q_{EVP}}{Q_{GEN}} = \frac{m_R \times (h_{13} - h_{12})}{m_7 \times h_7 + m_4 \times h_4 - m_3 \times h_3} \text{ olarak bulunur.}$$

$$COP_{ISITMA} = \frac{Q_{KON} + Q_{ABS}}{Q_{GEN}} = \frac{m_R \times (h_8 - h_9) + m_R \times h_{14} + m_6 \times h_6 - m_1 \times h_1}{m_7 \times h_7 + m_4 \times h_4 - m_3 \times h_3} \text{ olarak bulunur.}$$

Termodinamiğin II. Kanunu Kullanılabilir Enerji Analizi :

- 1-2 Noktaları Çözelti Pompası (SASA, Isı kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W \neq 0$) :

$$\Psi_{ky} = W_{1-2} + \Psi_1 - \Psi_2 \text{ Bizim Analizimizde Çözelti Konsantrasyonundan ötürü } m_1 \neq m_2$$

$$\Psi_{ky} = (m_2 \times h_2 - m_1 \times h_1) + m_1 \times \psi_{a1} - m_2 \times \psi_{a2}$$

$$\Psi_{ky} = m_2 \times T_o \times (s_2 - s_o) - m_1 \times T_o \times (s_1 + s_o) + h_o \times (m_2 - m_1) \text{ olarak hesap edildi.}$$

- Eşanjördeki (SASA, Isı kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_2 + \Psi_4 - \Psi_5 - \Psi_3$$

$$\Psi_{ky} = m_2 \text{ veya } 3 \times [(h_2 - h_3) - T_o (s_2 - s_3)] + m_4 \text{ veya } 5 \times [(h_4 - h_5) - T_o (s_4 - s_5)]$$

- Generatör (SASA, Isı kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_3 - \Psi_4 - \Psi_7$$

$$\Psi_{ky} = m_3 \times \psi_{a3} - m_4 \times \psi_{a4} - m_R \times \psi_{a7}$$

$$\Psi_{ky} = m_3 \times [(h_3 - h_o) - T_o (s_3 - s_o)] - m_4 \times [(h_4 - h_o) - T_o (s_4 - s_o)] - m_R \times [(h_7 - h_o) - T_o (s_7 - s_o)]$$

- Çözelti Kısıtlama Vanasındaki (SASA, Isı kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_5 - \Psi_6 \quad m_5 = m_6 \text{ olduğundan}$$

$$m_5 \text{ veya } 6 \times \Psi_{ky} = m_5 \text{ veya } 6 (\psi_{a5} - \psi_{a6}) \quad \Psi_{ky} = (h_5 - h_6) - T_o (s_5 - s_6)$$

- Absorber (SASA, Isı kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_6 + \Psi_{14} - \Psi_1$$

$$\Psi_{ky} = m_6 \times [(h_6 - h_o) - T_o (s_6 - s_o)] + m_R \times [(h_{14} - h_o) - T_o (s_{14} - s_o)] - m_1 \times [(h_1 - h_o) - T_o (s_1 - s_o)]$$

- 7-8 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_7 - \Psi_8$$

$$m_R \times \Psi_{ky} = m_R \times (\Psi_{a7} - \Psi_{a8})$$

$$\Psi_{ky} = (h_7 - h_8) - T_o (s_7 - s_8)$$

- 8-9 arası Kondenserde Kayıp Kullanılabilir Enerji (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_W=0$) : Bizim analizimizde kondenser çevre sıcaklığında çalışmakta

$$\Psi_{ky} = \Psi_8 - \Psi_9$$

$$m_R \times \Psi_{ky} = m_R \times (\Psi_{a8} - \Psi_{a9})$$

$$\Psi_{ky} = (h_8 - h_9) - T_o (s_8 - s_9)$$

- 9-10 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_W=0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_9 - \Psi_{10}$$

$$m_R \times \Psi_{ky} = m_R \times (\Psi_{a9} - \Psi_{a10})$$

$$\Psi_{ky} = (h_9 - h_{10}) - T_o (s_9 - s_{10})$$

- 10-11 Noktaları Arasındaki Kısıtlı Vanası (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_W=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_{10} - \Psi_{11} \quad h_{10} = h_{11} \text{ olduğundan}$$

$$m_R \times \Psi_{ky} = m_R \times (\Psi_{a10} - \Psi_{a11}) = (h_{10} - h_{11}) - T_o (s_{10} - s_{11})$$

$$\Psi_{ky} = - T_o (s_{10} - s_{11})$$

- 11-12 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_W=0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_{11} - \Psi_{12}$$

$$m_R \times \Psi_{ky} = m_R \times (\Psi_{a11} - \Psi_{a12})$$

$$\Psi_{ky} = (h_{11} - h_{12}) - T_o (s_{11} - s_{12})$$

- 12-13 Noktaları Arasındaki Evaporatör (SASA, Isı kaybı T_{EVP} sıcaklığında, $\Psi_W=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_{12} - \Psi_{13} + \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}}\right) x Q_{EVP}$$

$$m_R \times \Psi_{ky} = m_R \times [(\Psi_{a12} - \Psi_{a13}) + \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}}\right) x q_{EVP}]$$

$$\Psi_{ky} = (h_{12} - h_{13}) - T_o (s_{12} - s_{13}) + \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}}\right) x q_{EVP}$$

Gerçek Soğutma Çevriminin II. Kanun Verimi:

$$\Psi_Q - \Psi_W = \Psi_{ky}$$

$$\Psi_Q = \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{1-2}}\right) xq_{1-2}}_{\text{Pompa}} + \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{ESN}}\right) xq_{ESN}}_{\text{Esanjör}} + \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{GEN}}\right) xq_{GEN}}_{\text{Generatör}} - \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{ABS}}\right) xq_{ABS}}_{\text{Absorber}} + \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{13-14}}\right) xq_{13-14}}_{\text{Boru}}$$

$$\xrightarrow{\text{İslem Devamı}} + \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{11-12}}\right) xq_{11-12}}_{\text{Boru}} + \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{EVP}}\right) xq_{EVP}}_{\text{Evaporatör}} - \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{9-10}}\right) xq_{9-10}}_{\text{Boru}} - \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{KON}}\right) xq_{KON}}_{\text{Kondenser}} - \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{7-8}}\right) xq_{7-8}}_{\text{Boru}}$$

$$\Psi_W = -W_{pompa}$$

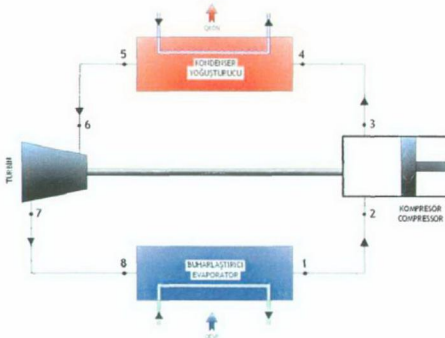
$$w_{2-3} = \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{1-2}}\right) xq_{1-2}}_{\text{Pompa}} - \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{ESN}}\right) xq_{ESN}}_{\text{Esanjör}} - \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{GEN}}\right) xq_{GEN}}_{\text{Generatör}} + \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{ABS}}\right) xq_{ABS}}_{\text{Absorber}} - \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{13-14}}\right) xq_{13-14}}_{\text{Boru}}$$

$$\xrightarrow{\text{İslem Devamı}} + \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{11-12}}\right) xq_{11-12}}_{\text{Boru}} - \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{EVP}}\right) xq_{EVP}}_{\text{Evaporatör}} + \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{9-10}}\right) xq_{9-10}}_{\text{Boru}} + \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{KON}}\right) xq_{KON}}_{\text{Kondenser}} + \underbrace{\left(1 - \frac{T_O}{T_{7-8}}\right) xq_{7-8}}_{\text{Boru}} + \Psi_{ky}$$

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_O}{T_{EVP}}\right) xq_{EVP}}{W_{POMPA} + \Psi_{a17} + \Psi_{a15} - \Psi_{a18} + \Psi_{a16}}$$

5.2.3 Gerçek Hava Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Gerçek hava soğutma çevriminin en basit şekli, gerçek BRAYTON çevriminin tersine çalışan şekline benzer. Şekil 5.2.3.1 de havalı soğutma çevriminin tesisat şekli görülmektedir.



Kompresörden çıkan yüksek basınç ve sıcaklıktaki hava (gaz) çevreye (ısı pompası için ısıtılan yer, soğutma makinası için civar) ısı vererek soğuduktan sonra bir türbinde izantropik olarak genişlerken sıcaklığı düşer. Sonra ısı alıcıda daha yüksek sıcaklıktaki çevreden ısı alır.

Şekil 5.2.3.1 Gerçek Hava Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi Şematik Şekli

Gerçek Buhar Sıkıştırma Çevrimin Performans Analizi :

Termodinamiğin I. Kanunu Analizi :

- Kütle Dengesi :

$$m = m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m_5 = m_6 = m_7 = m_8$$

- 1-2 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kazancı (SASA, $Q \neq > 0$, $W = 0$) :

$$Q_{1-2} = m (h_2 - h_1) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{1-2} = h_2 - h_1$$

- 2-3 arası Kompresörde (SASA, $Q \neq < 0$, $W \neq < 0$) :

$$m [-q_{2-3} - (- w_{2-3}) + (h_2 - h_3)] = 0 \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad w_{2-3} = h_3 - h_2 + q_{2-3}$$

- 3-4 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kaybı (SASA, $Q \neq < 0$, $W = 0$) :

$$Q_{3-4} = m (h_3 - h_4) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{3-4} = h_3 - h_4$$

- 4-5 arası Kondenserde (SASA, $Q \neq < 0$, $W = 0$) :

$$m [-q_{4-5} + (h_4 - h_5)] = 0 \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{4-5} = h_4 - h_5$$

- 5-6 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kaybı (SASA, $Q \neq < 0$, $W = 0$) :

$$Q_{5-6} = m (h_5 - h_6) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{5-6} = h_5 - h_6$$

- 6-7 Noktaları Arasındaki Türbinde (SASA, $Q \neq > 0$, $W \neq > 0$) :

$$m [q_{6-7} - w_{6-7} + (h_6 - h_7)] = 0 \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad w_{6-7} = h_6 - h_7 + q_{6-7}$$

- 7-8 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kazancı (SASA, $Q \neq > 0$, $W = 0$) :

$$Q_{7-8} = m (h_8 - h_7) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{7-8} = h_8 - h_7$$

- 8-1 Noktaları Arasındaki Evaporatör (SASA, $Q \neq > 0$, $W = 0$) :

$$Q_{8-1} = m (h_1 - h_8) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{8-1} = h_1 - h_8$$

- COP Soğutma etkinlik Katsayısı

$$COP = \frac{Q_{EVP}}{W_{KOM} - W_{TUR}} = \frac{q_{8-1}}{w_{2-3} - w_{6-7}} = \frac{h_1 - h_8}{h_3 - h_2 + h_6 - h_7 + q_{2-3} + q_{6-7}} \quad \text{olarak bulunur.}$$

Termodinamiğin II. Kanunu Kullanılabilir Enerji Analizi :

- 1-2 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı T_0 sıcaklığında, $\Psi_Q = 0$, $\Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_1 - \Psi_2$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\Psi_{a1} - \Psi_{a2})$$

$$\Psi_{ky} = (h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2)$$

- 2-3 arası Kompresörde Kayıp Kullanılabilir Enerji (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_W \neq 0$) :

$$\Psi_{ky} = W_{2,3} + \Psi_2 - \Psi_3$$

$$m \times \Psi_{ky} = m [w_{2,3} + (\psi_{a2} - \psi_{a3})] \quad \Psi_{ky} = (h_3 - h_2 + q_{2,3}) + (h_2 - h_3) - T_o (s_2 - s_3)$$

- 3-4 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q = 0$, $\Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_3 - \Psi_4$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\psi_{a3} - \psi_{a4}) \quad \Psi_{ky} = (h_3 - h_4) - T_o (s_3 - s_4)$$

- 4-5 arası Kondenserde Kayıp Kullanılabilir Enerji (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_W = 0$) : Bizim analizimizde kondenser çevre sıcaklığında çalışmakta

$$\Psi_{ky} = \Psi_4 - \Psi_5$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\psi_{a4} - \psi_{a5}) \quad \Psi_{ky} = (h_4 - h_5) - T_o (s_4 - s_5)$$

- 5-6 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q = 0$, $\Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_5 - \Psi_6$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\psi_{a5} - \psi_{a6}) \quad \Psi_{ky} = (h_5 - h_6) - T_o (s_5 - s_6)$$

- 6-7 arası Türbinde Kayıp Kullanılabilir Enerji (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q=0$, $\Psi_W \neq 0$) :

$$\Psi_{ky} = -W_{6,7} + \Psi_6 - \Psi_7$$

$$m \times \Psi_{ky} = m [-w_{6,7} + (\psi_{a6} - \psi_{a7})] \quad \Psi_{ky} = (h_7 - h_6 - q_{6,7}) + (h_6 - h_7) - T_o (s_6 - s_7)$$

- 7-8 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q = 0$, $\Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_7 - \Psi_8$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\psi_{a7} - \psi_{a8}) \quad \Psi_{ky} = (h_7 - h_8) - T_o (s_7 - s_8)$$

- 8-1 Noktaları Arasındaki Evaporatör (SASA, Isı kaybı T_{EVP} sıcaklığında, $\Psi_W=0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_8 - \Psi_1 + \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}} \right) x Q_{EVP}$$

$$m \times \Psi_{ky} = m [(\psi_{a8} - \psi_{a1}) + \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}} \right) x q_{EVP}]$$

$$\Psi_{ky} = (h_8 - h_1) - T_o (s_8 - s_1) + \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}}\right) xq_{EVP}$$

Gerçek Soğutma Çevriminin II. Kanun Verimi:

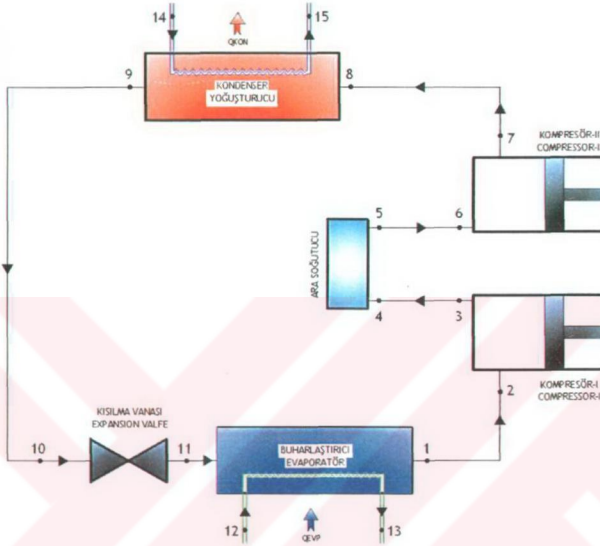
$$\Psi_Q - \Psi_W = \Psi_{ky}$$

$$\begin{aligned} \Psi_Q = & \left(1 - \frac{T_o}{T_{1,2}}\right) xq_{2,1} - \left(1 - \frac{T_o}{T_{2,3}}\right) xq_{3,2} - \left(1 - \frac{T_o}{T_{3,4}}\right) xq_{4,3} - \left(1 - \frac{T_o}{T_{KON}}\right) xq_{KON} - \left(1 - \frac{T_o}{T_{5,6}}\right) xq_{6,5} + \left(1 - \frac{T_o}{T_{6,7}}\right) xq_{7,6} \\ & \text{Boru} \quad \text{Kompresör} \quad \text{Boru} \quad \text{Kondenser} \quad \text{Boru} \quad \text{Türbin} \\ & + \left(1 - \frac{T_o}{T_{7,8}}\right) xq_{8,7} + \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}}\right) xq_{EVP} \\ & \text{Boru} \quad \text{Evaporatör} \end{aligned}$$

$$\Psi_w = -w_{2,3}$$

$$\begin{aligned} w_{2,3} = & -\left(1 - \frac{T_o}{T_{1,2}}\right) xq_{2,1} + \left(1 - \frac{T_o}{T_{2,3}}\right) xq_{3,2} + \left(1 - \frac{T_o}{T_{3,4}}\right) xq_{4,3} + \left(1 - \frac{T_o}{T_{KON}}\right) xq_{KON} + \left(1 - \frac{T_o}{T_{5,6}}\right) xq_{6,5} - \left(1 - \frac{T_o}{T_{6,7}}\right) xq_{7,6} \\ & - \left(1 - \frac{T_o}{T_{7,8}}\right) xq_{8,7} - \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}}\right) xq_{EVP} + \Psi_{ky} \\ \varepsilon = & \frac{-\left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}}\right) xq_{EVP}}{w_{2,3} - w_{6,7}} = \frac{-\left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}}\right) xq_{EVP}}{h_3 - h_2 + h_6 - h_7 + q_{2,3} + q_{6,7}} \end{aligned}$$

6. GERÇEK BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN SAYISAL TERMODİNAMİK ANALİZİ



Şekil 6.1 İki kademe sıkıştırımlı ara soğutmalı gerçek soğutma çevrimi

Şekil 6.1 de görülen soğutma makinasının kapasitesi ve teknik özellikleri Çizelge 6.1 de belirtildiği gibidir. Soğutma makinası 8°C sıcaklıktaki soğuk odadan aldığı ısıyı 25°C çevre havasına vermektedir. Sistem buharlaşma ve yoğuşma basınçları arasındaki farktan ötürü iki kademeli olarak seçilmiş ve kademeler arasında ara soğutma yapılmıştır. Sistemde kullanılan soğutucu akışkan R134A'dır.

Kabuller ve Verilenler :

- Sistemin tümünde sürtünmeden ötürü bir basınç kaybı vardır.
- Her bir boru kademesinde 5 kJ/kg ısı kaybı veya kazancı mevcuttur.
- Ayrıca dizayn değeri olarak yine bu borular 20 kPa basınç kaybı yaratacak uzunluktadır.
- Sistemdeki elemanlardan Evaporatör ve Kondenserdeki basınç kayıpları ALARKO / Carrier mühendisleri ile konuşularak ortalama 20 kPa olarak seçilmiştir.
- Sistemin tümünde Kinetik ve Potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.

- Kompresör sıkıştırma oranı 5 olarak kabul edilmiştir. (Öztürk ve Kılıç, 1993)
- Her kompresör ve türbinin izantropik veriminin %85 olduğu yine ALARKO / Carrier mühendisleri ile konuşularak belirlenmiştir.
- Refprop programında birim olarak “mks” yani SI seçilmiştir.
- Genişleme Valfinde akışkanın entalpisi değişmemektedir.
- Çevre sıcaklığı 25°C ve 1 bar dır.
- Kompresör girişinde akışkan 5°C kızdırılarak kızgın buhar haline getirilmiştir.
- Ara Soğutucudan çıkan akışkan 20°C ve 367,17 kPa da kızgın buhardır.
- Seçim 500 kW soğutma kapasitesi , 7-12°C soğutma suyu giriş çıkış sıcaklığı dış ve iç dizayn şartları verilerek ALARKO / Carrier firmasının seçim programı kullanılarak uygun cihaz belirlenmiştir.

Çizelge 6.1 Alarko/Carrier seçilen Buhar Sıkıştırımlı cihaz katalog değerleri

Marka	: ALARKO / CARRIER
Tip	: 30HXC140-PH3
Soğutma Kapasitesi	: 500 kW
Refrigerant	: R134A
Evaporatör	
Su giriş / Çıkış Sıcaklığı	: 7/12°C
Su Debisi	: 26,2 kg/s
Evaporatör ΔP	: 20 kPa
Evapörator Sıcaklığı	: 0°F = -18°C (Yuan ve Rawlings, 2004)
Evaporatör Çalışma Basıncı	: 1,44 Bar = 143,68 kPa
Kondenser	
Su giriş / Çıkış Sıcaklığı	: 24/29°C
Su Debisi	: 30,2 kg/s
Kondenser ΔP	: 20 kPa
Kondenser Sıcaklığı	: 110°F = 44°C (ASHRAE, 1997)
Kondenser Çalışma Basıncı	: 11,26 Bar = 1125,7 kPa

Referans noktaları girilerek,basınç kayıpları, ısı kazanç ve kayıpları ve ayrıca aşırı kızdırma sıcaklıkları dikkate alınarak bütün noktaların sırasıyla sıcaklık, basınç, entalpi, entropi, kütle, hacim, değerleri Refprop (Refprop, 2000) programı MS Excel Programı kullanılarak Visual Basic kodları ile tabloya formülize edilerek bulundu. Ardından Termodinamiğin I. ve II. Kanun analizleri yapıldı. Çizelge 6.2 de bu verilenler ve kabuller neticesinde elde edilen değerler verilmiştir.

Çizelge 6.2 İncelenen soğutma sisteminin belirli noktalarının termodinamik değerleri

Nokta	Sıcaklık [°C]	Basınç [kPa]	Entalpi [kJ/kg]	Entropi [kJ/kg·K]	m [kg/s]	v [m ³ /kg]	h _o kJ/kg	so kJ/kg·K	ψ kJ/kg
1	-16,47	123,68	389,60	1,76	3,725	0,16	662,41	1,12	-463,4
2	-10,84	108,68	394,60	1,79	3,725	5,28	662,41	1,12	-467,15
3	35,39	402,17	428,01	1,80	3,725	17,31	662,41	1,12	-438,63
4	29,64	387,17	423,01	1,79	3,725	17,03	662,41	1,12	-439,6
5	20,00	367,17	414,62	1,77	3,725	0,06	662,41	1,12	-440,78
6	14,12	352,17	409,62	1,75	3,725	16,49	662,41	1,12	-441,57
7	60,33	1125,70	439,42	1,77	3,725	50,07	662,41	1,12	-415,79
8	55,49	1110,70	434,42	1,75	3,725	50,68	662,41	1,12	-416,55
9	42,80	1090,70	260,38	1,20	3,725	1135,38	662,41	1,12	-426,97
10	39,47	1075,70	255,38	1,19	3,725	1150,26	662,41	1,12	-427,24
11	-18,00	143,68	255,38	0,91	3,725	0,000739	662,41	1,12	-344,58
12	7,00	372,71	209,27	1,03	72,9569	0,000786	662,41	1,12	-427,54
13	12,00	440,83	216,12	1,06	72,9569	0,000797	662,41	1,12	-427,86
14	24,00	642,88	232,91	1,11	30,2000	0,000826	662,41	1,12	-428,09
15	29,00	745,06	240,06	1,14	30,2000	0,000839	662,41	1,12	-427,97

6.1 Termodinamiğin I. Kanunu Analizi :

- Kütle Dengesi :

$$m_R = m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m_5 = m_6 = m_7 = m_8 = m_9 = m_{10} = m_{11}$$

$$m_E = m_{12} = m_{13}$$

$$m_C = m_{14} = m_{15}$$

- 1-2 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kazancı (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$Q_{1-2} = m (h_2 - h_1) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{1-2} = h_2 - h_1$$

- 2-3 arası Kompresör-I de (SASA, Adyabatik, $W \neq 0$) :

Evaporatör ve Kondenser arasındaki optimum basınç değeri

$$P_3 = (P_7 \times P_{11})^{1/2} \quad (\text{ASHRAE,1997) ve (Nikolaïdis ve Probert,)}$$

$s_2 = s_{3s}$ ve P_3 den Enthalpy ("P" ve "S") h_{3s} bulunur.

$$\text{Kompresörün izantropik veriminden } h_3 = \left(\frac{h_{3s} - h_2}{\eta_K} \right) + h_2 \text{ den gerçek } h_3 \text{ noktası bulunur}$$

$$m [- (- w_{2-3}) + (h_2 - h_3)] = 0 \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad w_{2-3} = h_3 - h_2$$

- 3-4 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kaybı (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$Q_{3-4} = m (h_3 - h_4) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{3-4} = h_3 - h_4$$

- 4-5 Noktaları Arasındaki Ara Yoğuşturucu (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$Q_{4-5} = m (h_4 - h_5) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{4-5} = h_4 - h_5$$

- 5-6 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kaybı (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$Q_{5-6} = m (h_5 - h_6) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{5-6} = h_5 - h_6$$

- 6-7 arası Kompresör-II de (SASA, Adyabatik, $W \neq 0$) :

$s_6 = s_{7s}$ ve P_7 den Enthalpy ("P" ve "S") h_{7s} bulunur.

$$\text{Kompresörün izantropik veriminden } h_7 = \left(\frac{h_{7s} - h_6}{\eta_K} \right) + h_6 \text{ dan gerçek } h_7 \text{ noktası bulunur}$$

$$m [- (- w_{6-7}) + (h_7 - h_6)] = 0 \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad w_{6-7} = h_7 - h_6$$

- 7-8 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kaybı (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$Q_{7-8} = m (h_7 - h_8) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{7-8} = h_7 - h_8$$

- 8-9 arası Kondenserde (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$m [-q_{8-9} + (h_8 - h_9)] = 0 \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{8-9} = h_8 - h_9$$

- 9-10 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kaybı (SASA, $Q \neq 0, W = 0$) :

$$Q_{9-10} = m (h_9 - h_{10}) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{9-10} = h_9 - h_{10}$$

- 10-11 Noktaları Arasındaki Kısılma Vanası (SASA, $Q = 0, W = 0$) :

$$Q_{10-11} = m (h_{11} - h_{10}) \quad \text{dan} \quad h_{10} = h_{11}$$

- 11-1 Noktaları Arasındaki Evaporatör (SASA, $Q \neq 0, W = 0$) :

$$Q_{11-1} = m (h_1 - h_{11}) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{11-1} = h_1 - h_{11}$$

COP Soğutma etkinlik Katsayısı

$$COP = \frac{Q_{EVP}}{W_{KOM-I} + W_{KOM-II}} = \frac{q_{11-1}}{w_{2-3} + w_{6-7}} = \frac{h_1 - h_{11}}{h_3 - h_2 + h_7 - h_6} \quad \text{olarak bulunur.}$$

6.2 Termodinamiğin II. Kanunu ve Kullanılabilir Enerji Analizi :

- 1-2 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_1 - \Psi_2$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\psi_{a1} - \psi_{a2})$$

$$\Psi_{ky} = (h_1 - h_2) - T_o (s_1 - s_2)$$

- 2-3 arası Kompresör-I de Kayıp Kullanılabilir Enerji (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W \neq 0$) :

$$\Psi_{ky} = W_{2-3} + \Psi_2 - \Psi_3 \quad m \times \Psi_{ky} = m [w_{2-3} + (\psi_{a2} - \psi_{a3})]$$

$$\Psi_{ky} = (h_3 - h_2) + (h_2 - h_3) - T_o (s_2 - s_3)$$

$$\Psi_{ky} = - T_o (s_2 - s_3)$$

- 3-4 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_3 - \Psi_4$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\psi_{a3} - \psi_{a4})$$

$$\Psi_{ky} = (h_3 - h_4) - T_o (s_3 - s_4)$$

- 4-5 Noktaları Arasındaki Ara Soğutucu(SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_4 - \Psi_5$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\psi_{a4} - \psi_{a5})$$

$$\Psi_{ky} = (h_4 - h_5) - T_o (s_4 - s_5)$$

- 5-6 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_5 - \Psi_6$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\psi_{a5} - \psi_{a6})$$

$$\Psi_{ky} = (h_5 - h_6) - T_o (s_5 - s_6)$$

- 6-7 arası Kompresör-II de Kayıp Kullanılabilir Enerji (SASA, Isı kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0, \Psi_W \neq 0$) :

$$\Psi_{ky} = W_{6-7} + \Psi_6 - \Psi_7 \quad m \times \Psi_{ky} = m [w_{6-7} + (\Psi_{a6} - \Psi_{a7})]$$

$$\Psi_{ky} = (h_7 - h_6) + (h_6 - h_7) - T_o (s_6 - s_7) \quad \Psi_{ky} = - T_o (s_6 - s_7)$$

- 7-8 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_7 - \Psi_8$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\Psi_{a7} - \Psi_{a8}) \quad \Psi_{ky} = (h_7 - h_8) - T_o (s_7 - s_8)$$

- 8-9 arası Kondenserde Kayıp Kullanılabilir Enerji (SASA, Isı kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0, \Psi_W = 0$) : Bizim analizimizde kondenser çevre sıcaklığında çalışmakta

$$\Psi_{ky} = \Psi_8 - \Psi_9$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\Psi_{a8} - \Psi_{a9}) \quad \Psi_{ky} = (h_8 - h_9) - T_o (s_8 - s_9)$$

- 9-10 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_9 - \Psi_{10}$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\Psi_{a9} - \Psi_{a10}) \quad \Psi_{ky} = (h_9 - h_{10}) - T_o (s_9 - s_{10})$$

- 10-11 Noktaları Arasındaki Kısılma Vanası (SASA, Isı kaybı To sıcaklığında, $\Psi_Q=0, \Psi_W=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_{10} - \Psi_{11} \quad h_{10} = h_{11} \text{ olduğundan}$$

$$m \times \Psi_{ky} = m (\Psi_{a10} - \Psi_{a11}) = (h_{10} - h_{11}) - T_o (s_{10} - s_{11}) \quad \Psi_{ky} = - T_o (s_{10} - s_{11})$$

- 11-1 Noktaları Arasındaki Evaporatör (SASA, Isı kaybı T_{EVP} sıcaklığında, $\Psi_W=0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_{11} - \Psi_1 + \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}} \right) x Q_{EVP}$$

$$m \times \Psi_{ky} = m [(\Psi_{a11} - \Psi_{a1}) + \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}} \right) x q_{EVP}]$$

$$\Psi_{ky} = (h_{11} - h_1) - T_o (s_{11} - s_1) + \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}} \right) x q_{EVP}$$

Gerçek Soğutma Çevriminin II. Kanun Verimi:

$$\Psi_Q - \Psi_W = \Psi_{ky} \quad \varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}}\right) x q_{EVP}}{w_{2-3} + w_{6-7}} = \frac{-\left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}}\right) x q_{EVP}}{h_3 - h_2 + h_7 - h_6}$$

Bu hesap kuralları yapılarak Çizelge 6.3 deki sonular elde edilmiştir.

Çizelge 6.3 Sistemin hal değışikliği neticesinde iş, ısı ve ekserji değeri

Cihaz	Isı Kaybı/ Kazancı [kW]	İş [kW]	Ekserji Kaybı [kW]
Evaporatör	500,00		412,36
1-2 arası Boru	18,63		14,00
Kompresör I		124,471	18,20
3-4 arası Boru	18,63		3,63
Ara Soğutucu	31,26		4,39
5-6 arası Boru	18,63		2,94
Kompresör II		111,022	14,98
7-8 arası Boru	18,63		2,85
Kondenser	648,36		89,94
9-10 arası Boru	18,63		1,00
Genileme Vanası	0,00		307,92
Sistem Toplam	1272,75	235,493	872,21

$$COP = \frac{Q_{EVP}}{W_{KOM-I} + W_{KOM-II}} = \frac{q_{11-1}}{w_{2-3} + w_{6-7}} = \frac{h_1 - h_{11}}{h_3 - h_2 + h_7 - h_6} = \frac{500}{124,471 + 111,022} = 2,1232$$

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}}\right) x q_{EVP}}{w_{2-3} + w_{6-7}} = \frac{-\left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}}\right) x q_{EVP}}{h_3 - h_2 + h_7 - h_6} = 0,128$$

Sistemdeki en büyük enerji kaybı Evaporatörde olmaktadır. Çünkü yüksek (8°C) evaporator sıcaklığı ve soğutma kapasitesi yüzünden en yüksek değer burada çıkmıştır. Sonra sırasıyla condenserde ve kompresörlerde yüksek ekserji kayıpları görülmüştür. Kompresördeki ekserji kaybının sebebi ekipmanların izantropik verimi olan %85 dir. Biz eğer yüksek verimli kompresörler dizayn edebilirsek ekserji kayıplarında o oranda azalacaktır.

Yüksek ekserji kaybı diğer bir eleman olan kısılma vanasında görülmektedir buda basınç farklarının ve sıcaklığının yarattığı entropi farkından ve dış sıcaklıktan kaynaklanmaktadır. Bu yüzden bu valfin dizayn şeklinin yanı sıra iyi bir izolasyon sağlanarak kayıplarının minimumda tutulması gerekmektedir.

Evaporatör ve Kompresör-I arasındaki iletim borusunda kayıp oldukça fazladır. Bunun sebebi çevreden olan ısı kazancı yüzündendir. Bu değerinin minimumda tutulması sağlanmalıdır.

6.3 Buharlaştırıcıda ve Yoğuşturucuda Sürtünme Nedeniyle Basınç Kaybının Sistem Performansı Üzerinde Etkisi

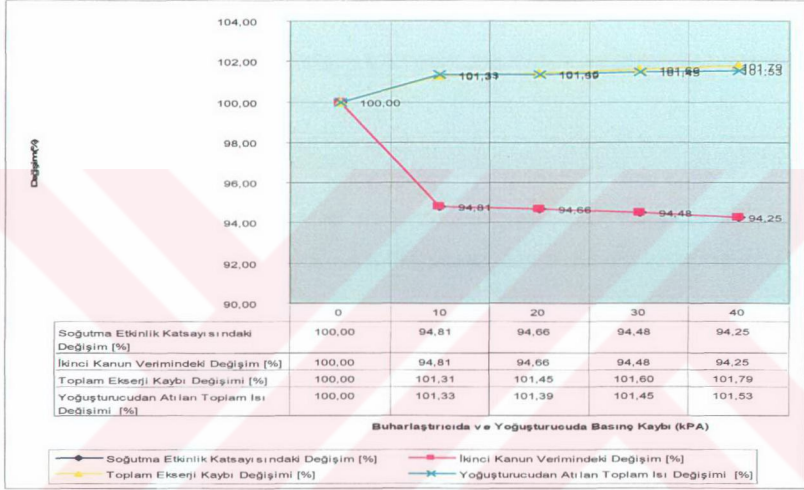
Çizelge 6.3.1 Buharlaştırıcıda ve yoğuşturucuda basınç kaybının sistem performansı üzerinde etkisi

Buharlaştırıcıda ve Yoğuşturucuda ΔP [kPa]	Soğutma Etkinlik Katsayısı COP	İkinci Kanun Verimi	Toplam Ekserji Kaybı [kW]	Yoğuşturucudan Atılan Toplam Isı [kW]
0	2,37	0,14	848,66	631,12
10	2,24	0,14	859,79	639,50
20	2,12	0,13	872,21	648,36
30	2,01	0,12	886,19	657,78
40	1,89	0,11	902,05	667,87

Çizelge 6.3.2 Buharlaştırıcıda ve yoğuşturucuda basınç kaybının sistem performansına oransal etkisi

Buharlaştırıcıda ve Yoğuşturucuda ΔP (kPa)	Soğutma Etkinlik Katsayısındaki Değişim [%]	İkinci Kanun Verimindeki Değişim [%]	Toplam Ekserji Kaybı Değişimi [%]	Yoğuşturucudan Atılan Toplam Isı Değişimi [%]
0	100,00	100,00	100,00	100,00
10	94,81	94,81	101,31	101,33
20	94,66	94,66	101,45	101,39
30	94,48	94,48	101,60	101,45
40	94,25	94,25	101,79	101,53

Çizelge 6.3.1, 6.3.2 de ve Şekil 6.3.1 de görüldüğü gibi buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki basınç kayıplarının artması neticesinde sistemin soğutma etkinlik katsayısı ve ikinci kanun verimi düşmekte, buna karşın toplam ekserji kaybı ve yoğuşturucudan atılan toplam ısı artmaktadır. Burada basınç kaybının sistem performansı üzerindeki olumsuz etkisi hakkında bize fikir vermektedir.



Şekil 6.3.1 Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucudaki Basınç kaybının sistem performansı üzerindeki değişimi

6.4 Borulardaki Sürtünme Nedeniyle Basınç Kaybının Sistem Performansı Üzerinde Etkisi

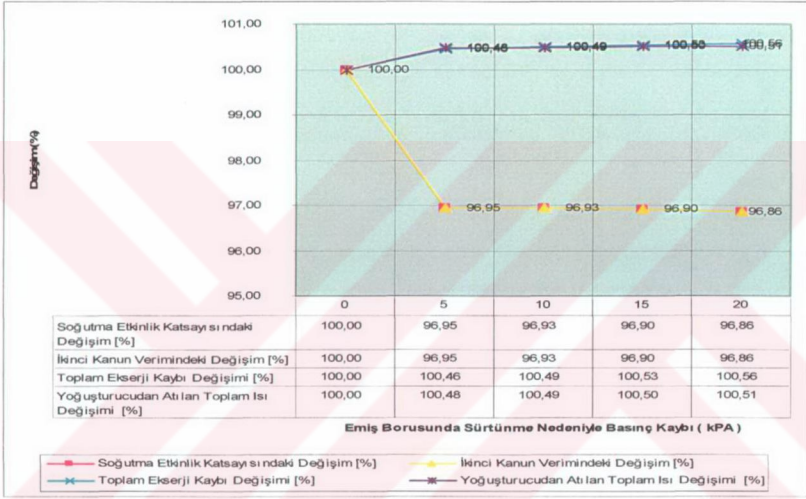
Çizelge 6.4.1 Borulardaki basınç kaybının sistem performansı üzerindeki etkisi

Borudaki Basınç Kaybı ΔP (kPa)	Soğutma Etkinlik Katsayısı COP	İkinci Kanun Verimi	Toplam Ekserji Kaybı [kW]	Yoğuşturucudan Atılan Toplam Isı [kW]
0	2,33	0,14	859,40	638,98
5	2,26	0,14	863,38	642,03
10	2,19	0,13	867,65	645,15
15	2,12	0,13	872,21	648,36
20	2,06	0,12	877,11	651,65

Çizelge 6.4.2 Borulardaki basınç kaybının sistem performansı üzerindeki oransal etkisi

Borudaki Basınç Kaybı ΔP (kPa)	Soğutma Etkinlik Katsayısındaki Değişim [%]	İkinci Kanun Verimindeki Değişim [%]	Toplam Ekserji Kaybı Değişimi [%]	Yoğuşturucudan Atılan Toplam Isı Değişimi [%]
0	100,00	100,00	100,00	100,00
5	96,95	96,95	100,46	100,48
10	96,93	96,93	100,49	100,49
15	96,90	96,90	100,53	100,50
20	96,86	96,86	100,56	100,51

Emiş borusundaki basınç kaybının sistemin performansı üzerindeki olumsuz etkisi Çizelge 6.4.1 ve 6.4.2 de açıkça görülmektedir. Basınç kaybı arttıkça sistemin Soğutma Etkinlik ve İkinci kanun verimi azalmakta buna karşın toplam ekserji kaybı ve yoğuşturucudan atılan toplam ısı artmaktadır. Dolayısıyla bu basınç kayıplarını yaratacak elemanlar bu devrelerde daha az kullanılmalıdır. Örneğin dirsekler, fittings elemanları varsa flanş veya benzeri bağlantı parçaları dikkatli seçilmeli ve sistem buna göre dizayn edilmelidir.



Şekil 6.4.1 Borulardaki Basınç kaybının sistem performansı üzerindeki değişimi

6.5 Borulardaki Çevreden Olan Isı Kaybı veya Kazancının Sistem Performansı Üzerinde Etkisi

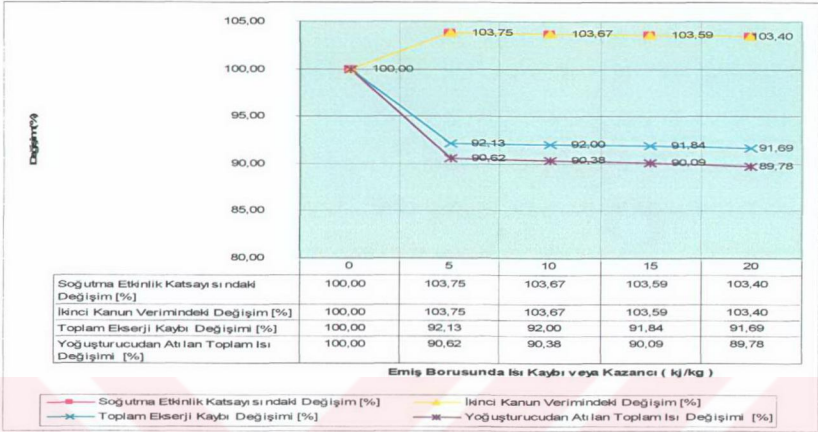
Çizelge 6.5.1 Borulardaki ısı kaybı/kazancının sistem performansı üzerindeki etkisi

Borulardaki Isı Kaybı/Kazancı [kJ/kg]	Soğutma Etkinlik Katsayısı COP	İkinci Kanun Verimi	Toplam Ekserji Kaybı [kW]	Yoğuşturucudan Atılan Toplam Isı [kW]
0	2,05	0,12	946,71	715,44
5	2,12	0,13	872,21	648,36
10	2,20	0,13	802,46	586,02
15	2,28	0,14	736,99	527,95
20	2,36	0,14	675,71	473,98

Çizelge 6.5.2 Borulardaki ısı kaybı/kazancının sistem performansı üzerindeki oransal etkisi

Borulardaki Isı Kaybı/Kazancı [kJ/kg]	Soğutma Etkinlik Katsayısındaki Değişim [%]	İkinci Kanun Verimindeki Değişim [%]	Toplam Ekserji Kaybı Değişimi [%]	Yoğuşturucudan Atılan Toplam Isı Değişimi [%]
0	100,00	100,00	100,00	100,00
5	103,75	103,75	92,13	90,62
10	103,67	103,67	92,00	90,38
15	103,59	103,59	91,84	90,09
20	103,40	103,40	91,69	89,78

Sistemin genelindeki borularda oluşan ısı kaybı / kazancının etkisi görüldüğü gibi sistemin üzerindeki etkisi Çizelge 6.5.1 ve 6.5.2 de görüldüğü üzere ısı kaybı/kazancı oranı yükseldikçe sistemin soğutma etkinlik katsayısı ve ikinci kanun verimi artmakta buna karşın sistemin toplam ekserji kaybı ve yoğuşturucudan atılan ısı azalmaktadır. Bunun sebebini irdelemek gerekirse sıcak tarafta oluşan borulardaki toplam ısı kaybı ve soğuk taraftaki oluşan kazançların entalpi ve entropi farkaları arasındaki etkidir. Buda Şekil 6.5.1 de daha açık görülebilmektedir.



Şekil 6.5.1 Borulardaki ısı kaybı/Kazancının sistem performansı üzerindeki değişimi

6.6 Kompresörün İzentropik Veriminin Sistem Performansı Üzerinde Etkisi

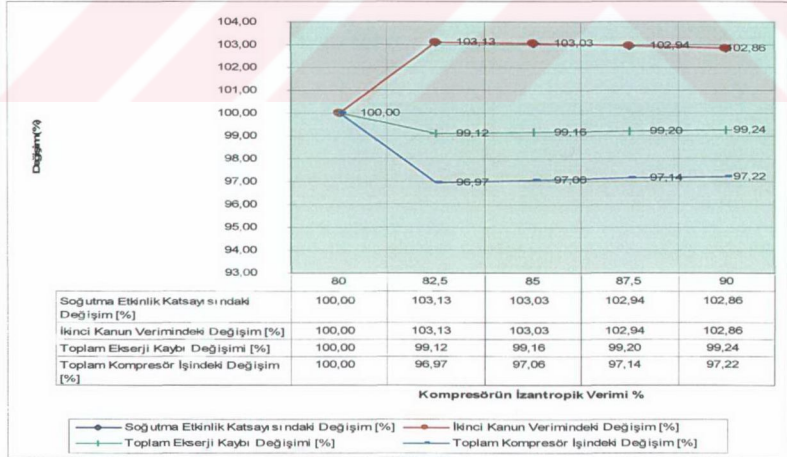
Çizelge 6.6.1 Kompresörün izentropik veriminin sistem performansı üzerindeki etkisi

Kompresörün İzentropik Verimi	Soğutma Etkinlik Katsayısı COP	İkinci Kanun Verimi	Toplam Ekserji Kaybı [kW]	Toplam Kompresör İşİ [kW]
80	2,00	0,12	887,46	250,21
82,5	2,06	0,12	879,60	242,63
85	2,12	0,13	872,21	235,49
87,5	2,19	0,13	865,24	228,76
90	2,25	0,14	858,66	222,41

Çizelge 6.6.2 Kompresörün izantropik veriminin sistem performansı üzerindeki oransal etkisi

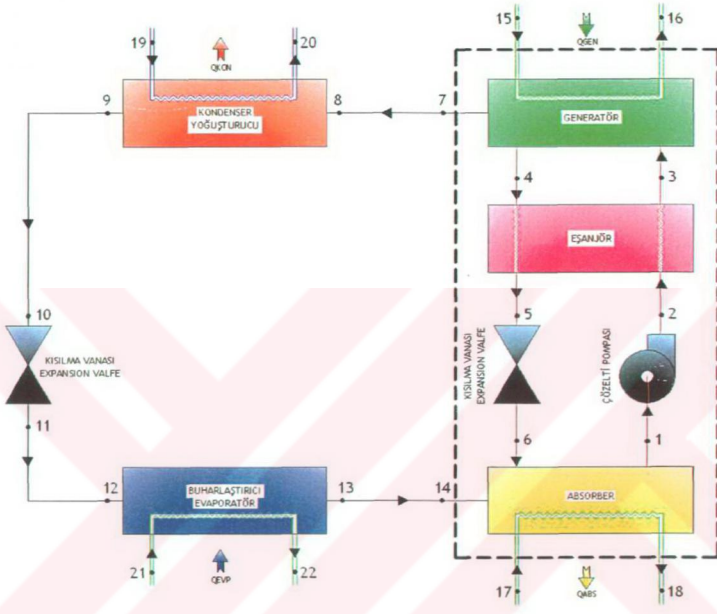
Kompresörün İzantropik Verimi	Soğutma Etkinlik Katsayısındaki Değişim [%]	İkinci Kanun Verimindeki Değişim [%]	Toplam Ekserji Kaybı Değişimi [%]	Toplam Kompresör İşindeki Değişim [%]
80	100,00	100,00	100,00	100,00
82,5	103,13	103,13	99,12	96,97
85	103,03	103,03	99,16	97,06
87,5	102,94	102,94	99,20	97,14
90	102,86	102,86	99,24	97,22

Çizelge 6.6.1 ve 6.6.2 de görüldüğü gibi kompresörün izantropik verimi arttıkça yani %100 e yaklaştıkça sistemdeki tersinmezliklerin azaldığı soğutma etkinlik katsayısı ve ikinci kanun veriminin arttığı toplam ekserji kaybının arttığı ve toplam kompresör işlerinin azaldığı görülmektedir. Buda sistem performansı üzerinde olumlu bir etki yaratmaktadır. Yani kompresörler dizayn edilir veya seçilirken mümkün olduğunca en yüksek verimli olanlar seçilmeli ve yahut buna göre kompresörlerin izantropik verimlerini yükseltecek bir dizayn seçilmelidir. Bunuda Şekil 6.6.1 de görebiliyoruz.



Şekil 6.6.1 Kompresörün izantropik veriminin sistem performansı üzerindeki etkisi

7. GERÇEK ABSORBSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN SAYISAL TERMODİNAMİK ANALİZİ



Şekil 7.1 Li-Br/H₂O Çözümlü Absorbsiyonlu Gerçek Soğutma Çevrimini

Şekil 7.1 de görülen absorbsiyonlu soğutma makinasının kapasitesi ve teknik özellikleri Çizelge 7.1 de belirtilmiştir. 8°C sıcaklıktaki odadan aldığı ısıyı 25°C çevre havasına vermektedir. Sistemde kullanılan Çözelti Lityum Bromür (Li-Br) dür. Akışkan olarak Su (H₂O) kullanılmıştır.

Kabuller ve Verilenler :

- Sistemin tümünde sürtünmeden ötürü bir basınç kaybı vardır.
- Sistemdeki kayıplar, Absorbsiyonlu sistemin çalışma basıncının ve sıcaklığının çok düşük olmasından ötürü düşük seçilecektir.
- Her bir boru kademesinde 1 kJ/kg ısı kaybı veya kazancı mevcuttur.
- Ayrıca dizayn değeri olarak yine bu borular 0,5 kPa basınç kaybı yaratacak uzunluktadır.

- Sistemdeki elemanlardan Evaporatör ve Kondenserdeki basınç kayıpları ALARKO/Carrier mühendisleri ile konuşularak düşük basınçlarda çalıştığıda göz önüne alınarak ihmal edilmiştir..
- Sistemin tümünde Kinetik ve Potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Çözelti pompasının izantropik verimini ALARKO / Carrier mühendisleri ile konuşularak ihmal edilmiştir
- Refprop programında birim olarak “mks” yani SI seçilmiştir.
- Genişleme Valfinde akışkanın entalpisi değişmemektedir.
- Çevre sıcaklığı 25°C ve 1 bar dır.
- 12 Noktası Absorber giriş şartları 19 noktası kondenser şartlarına eşittir (Şencan ve Yakut, 2004). Bu yüzden kütledebileride aynıdır.
- Li-Br çözelti termodinamik özellikleri (Yuan ve Rawlings, 2004) den alınmıştır.
- Seçim 500 kW soğutma kapasitesi , 7-12°C soğutma suyu giriş çıkış sıcaklığı dış ve iç dizayn şartları verilerek ALARKO / Carrier firmasının seçim programı kullanılarak uygun cihaz belirlenmiştir.

Çizelge 7.1 Alarko/Carrier seçilen absorpsiyonlu cihaz katalog değerleri

Marka	: ALARKO / CARRIER
Tip	: 16JB-028
Soğutma Kapasitesi	: 500 kW
Çözelti	: Li-Br
Çözelti Debisi	: 758 lt.
Refrigerant	: H ₂ O – Su
Refrigerant Debisi	: 246 lt.
Evaporatör	
Su giriş / Çıkış Sıcaklığı	: 7/12°C
Su Debisi	: 23,9 kg/s
Evaporatör ΔP	: -
Evaporatör Çalışma Basıncı	: 1 kPa
Soğutma Kulesi	
Su giriş / Çıkış Sıcaklığı	: 24/27.1°C
Su Debisi	: 89,5 kg/s
Genarator	
Su giriş / Çıkış Sıcaklığı	: 90/70°C - Sıcak Su – Doymuş
Su Debisi	: 14,25 kg/s
Kondenser	
Çalışma Basıncı	: 10 kPa

Referans noktaları girilerek,basınç kayıpları, ısı kazanç ve kayıpları ve ayrıca çözelti debi konsantrasyonları dikkate alınarak bütün noktaların sırasıyla sıcaklık, basınç, entalpi, entropi, kütle, hacim, değerleri Refprop (Reprop, 2000) programı ve SSC Li-Br Routines (Yuan ve Rawlings, 2004) MS Excel Programı kullanılarak Visual Basic kodları ile tabloya formülize edilerek bulundu. Ardında Termodinamiğin I. ve II. Kanun analizleri yapıldı. Çizelge 7.3 de bu verilenler ve kabuller neticesinde elde edilen değerler verilmiştir. Ayrıca Çizelge 7.2 de Li-Br'ün sistemdeki konsantrasyonları ve sıcaklıklarını bildiren tabloda yine Alarko/Carrier tarafından temin edilmiştir..

Çizelge 7.2 Alarko/Carrier 16JB cihazı Li-Br için çevrim termodinamik şartları

Nokta	Solüsyon Sıcaklığı		Basıncı		Li-Br Solüsyon Oranı %
	F	°C	inHG	mmHG	
1	115	46	0,27	6,9	63,3
2	101	38	0,27	6,9	59,5
3	165	74	1,65	41,9	59,5
4	215	102	3	76,2	64
5	146	63	0,6	15,2	64
6	145,04	62,8	0,2	4	64

Çizelge 7.3 İncelenen soğutma sisteminin belirli noktalarının termodinamik değerleri

Nokta	Sıcaklık [°C]	Basınç [kPa]	Entalpi [kJ/kg]	Entropi [kJ/kg·K]	m [kg/s]	x [%LiBr]	v m ³ /kg	h _o [kJ/kg]	S _o [kJ/kg·K]	w [kJ/kg]
1	46,00	0,91	148,7	0,252	6,703	63,3	0,00101	110,61	0,128	1,23205
2	38,00	0,91	111,4	0,219	8,971	59,5	0,00101	86,74	0,138	0,46684
3	74,00	5,58	181,3	0,431	8,971	59,5	0,00103	86,74	0,138	7,00076
4	102,00	10,13	256,4	0,547	8,756	64	0,00105	115,75	0,127	15,586
5	63,00	2,02	184,5	0,345	8,756	64	0,00102	115,75	0,127	4,00959
6	62,80	1,57	184,5	0,344	8,756	64	0,00102	115,75	0,127	4,20952
7	102,00	10,50	2,690,9	8,436	0,2153	-	16,45810	104,29	0,3651	181,608
8	101,44	10,00	2,689,9	8,455	0,2153	-	17,25644	104,29	0,3651	174,703
9	45,96	10,00	191,8	0,65	0,2153	-	0,00100	104,29	0,3651	2,85119
10	44,96	9,50	190,8	0,646	0,2153	-	0,00100	104,29	0,3651	2,7818
11	13,17	1,50	190,8	0,671	0,2153	-	0,00100	104,29	0,3651	-4,7175
12	7,12	1,00	191,8	0,686	0,2153	-	0,00100	104,29	0,3651	-8,1307
13	7,12	1,00	2,513,7	8,975	0,2153	-	129,1783	104,29	0,3651	-156,34
14	7,44	0,50	2,514,7	9,298	0,2153	-	258,7596	104,29	0,3651	-251,68
15	90,00	69,78	376,4	1,191	14,250	-	0,00102	104,29	0,3651	25,9578
16	70,00	31,00	292,4	0,953	14,250	-	0,00100	104,29	0,3651	12,8585
17	24,00	2,96	100,0	0,351	89,500	-	0,00100	104,29	0,3651	-0,0916
18	27,10	3,56	113,0	0,394	89,500	-	0,00100	104,29	0,3651	-0,0673
19	25,44	2,96	100,0	0,351	89,500	-	0,00100	104,29	0,3651	-0,0916
20	25,44	3,22	106,0	0,371	89,500	-	0,00100	104,29	0,3651	-0,0971
21	7,00	0,99	28,8	0,104	23,900	-	0,00100	104,29	0,3651	2,27458
22	12,00	1,39	49,8	0,178	23,900	-	0,00100	104,29	0,3651	1,12301

7.1 Termodinamiğin I. Kanunu Analizi :

- Kütle Dengesi :

R :Refrigerant : $m_R = m_7 = m_8 = m_9 = m_{10} = m_{11} = m_{12} = m_{13} = m_{14}$

- $m_7 + m_4 = m_3$ Generatordeki Kütlesele Denge
- $m_4 = m_5 = m_6$ Yüksek konsantrasyon çözelti debisi
- $m_3 = m_2$ Düşük konsantrasyon çözelti debisi
- Bizim analizimizi yaptığımız sistem için konstantrasyon farklılığından ötürü $m_1 \neq m_2$ ve 3
- Enerji Dengesi :

$Q_{KON} + Q_{ABS} = Q_{GEN} + Q_{EVP}$ den Q_{GEN} bulunur.

- 1-2 Noktaları Arasındaki Çözelti pompasındaki iş (SASA, $Q = 0$, $W \neq 0$) :

$$[-(-W_{1-2}) + (m_1 \times h_1 - m_2 \times h_2)] = 0 \quad \text{buradan} \quad W_{1-2} = m_2 \times h_2 - m_1 \times h_1$$

- Eşanjör (SASA, $Q = 0$, $W = 0$) Sistem içinde verilen ısı geri almıyor :

$$-Q_{ESN} + m_2 \times h_2 + m_4 \times h_4 - m_5 \times h_5 - m_3 \times h_3 = 0 \quad \text{dan}$$

$Q_{ESN} = m_2 \times h_2 + m_4 \times h_4 - m_5 \times h_5 - m_3 \times h_3$ olarak bulunur

- Generatördeki ısı dengesi (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$[Q_{GEN} + (m_3 \times h_3 - m_7 \times h_7 - m_4 \times h_4)] = 0 \quad Q_{GEN} = m_7 \times h_7 + m_4 \times h_4 - m_3 \times h_3$$

- 5-6 Noktaları Arasındaki Çözelti Kısılma Vanası (SASA, $Q = 0$, $W = 0$) :

$$Q_{5-6} = m_5 \text{ veya } m_6 (h_6 - h_5) = 0 \quad \text{burdan} \quad h_5 = h_6 \quad \text{olarak bulunur.}$$

- Absorber (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$-Q_{ABS} + m_R \times h_{14} + m_6 \times h_6 - m_1 \times h_1 = \quad \text{burdan} \quad Q_{ABS} = m_R \times h_{14} + m_6 \times h_6 - m_1 \times h_1$$

- 7-8 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kaybı (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$-Q_{7-8} = m_R \times (h_8 - h_7) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{7-8} = h_7 - h_8$$

- Kondenser (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$-Q_{KON} + m_R \times (h_8 - h_9) = 0 \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{KON} = h_8 - h_9$$

- 9-10 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kaybı (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$-Q_{9-10} = m_R \times (h_{10} - h_9) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{7-8} = h_9 - h_{10}$$

- 10-11 Noktaları Arasındaki Kısılma Vanası (SASA, $Q = 0$, $W = 0$) :

$$Q_{10-11} = m_R (h_{11} - h_{12}) = 0 \quad \text{burdan} \quad h_{11} = h_{12} \quad \text{olarak bulunur.}$$

- 11-12 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kazancı (SASA, $Q \neq 0, W = 0$) :

$$Q_{11-12} = m_R \times (h_{12} - h_{11}) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{11-12} = h_{12} - h_{11}$$

- Evaporatör (SASA, $Q \neq 0, W = 0$) :

$$Q_{EVP} + m_R \times (h_{12} - h_{13}) = 0 \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{EVP} = h_{13} - h_{12}$$

- 13-14 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kazancı (SASA, $Q \neq 0, W = 0$) :

$$Q_{13-14} = m_R \times (h_{14} - h_{13}) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{13-14} = h_{14} - h_{13}$$

- COP Soğutma etkinlik Katsayısı

$$COP_{SOĞUTMA} = \frac{Q_{EVP}}{Q_{GEN}} = \frac{m_R \times (h_{13} - h_{12})}{m_7 \times h_7 + m_4 \times h_4 - m_3 \times h_3} \quad \text{olarak bulunur.}$$

$$COP_{İSTİTMA} = \frac{Q_{KON} + Q_{ABS}}{Q_{GEN}} = \frac{m_R \times (h_8 - h_9) + m_R \times h_{14} + m_6 \times h_6 - m_1 \times h_1}{m_7 \times h_7 + m_4 \times h_4 - m_3 \times h_3} \quad \text{olarak bulunur.}$$

7.2 Termodinamiğin II. Kanunu ve Kullanılabilir Enerji Analizi :

- 1-2 Noktaları Çözelti Pompası (SASA, Isı kaybı T_0 sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W \neq 0$) :

$$\Psi_{ky} = W_{1-2} + \Psi_1 - \Psi_2 \quad \text{Bizim Analizimizde Çözelti Konsantrasyonundan ötürü } m_1 \neq m_2$$

$$\Psi_{ky} = (m_2 \times h_2 - m_1 \times h_1) + m_1 \times \psi_{a1} - m_2 \times \psi_{a2}$$

- Eşanjördeki (SASA, Isı kaybı T_0 sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_2 + \Psi_4 - \Psi_5 - \Psi_3$$

$$\Psi_{ky} = m_2 \text{ veya } 3 \times [(h_2 - h_3) - T_0 (s_2 - s_3)] + m_4 \text{ veya } 5 \times [(h_4 - h_5) - T_0 (s_4 - s_5)]$$

- Generatör (SASA, Isı kaybı T_0 sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_3 - \Psi_4 - \Psi_7$$

$$\Psi_{ky} = m_3 \times \psi_{a3} - m_4 \times \psi_{a4} - m_R \times \psi_{a7}$$

$$\Psi_{ky} = m_3 \times [(h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0)] - m_4 \times [(h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0)] - m_R \times [(h_7 - h_0) - T_0 (s_7 - s_0)]$$

- Çözelti Kısıtlıma Vanasındaki (SASA, Isı kaybı T_0 sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_5 - \Psi_6 \quad m_5 = m_6 \quad \text{olduğundan}$$

$$m_5 \text{ veya } 6 \times \Psi_{ky} = m_5 \text{ veya } 6 (\psi_{a5} - \psi_{a6})$$

$$\Psi_{ky} = (h_5 - h_6) - T_0 (s_5 - s_6)$$

- Absorber (SASA, Isı kaybı T_0 sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_6 + \Psi_{14} - \Psi_1$$

$$\Psi_{ky} = m_6 x [(h_6 - h_0) - T_0 (s_6 - s_0)] + m_R x [(h_{14} - h_0) - T_0 (s_{14} - s_0)] - m_1 x [(h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0)]$$

- 7-8 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı T_0 sıcaklığında, $\Psi_Q = 0$, $\Psi_W = 0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_7 - \Psi_8 \quad m_R x \Psi_{ky} = m_R x (\Psi_{a7} - \Psi_{a8}) \quad \Psi_{ky} = (h_7 - h_8) - T_0 (s_7 - s_8)$$

- 8-9 arası Kondenserde Kayıp Kullanılabilir Enerji (SASA, Isı kaybı T_0 sıcaklığında, $\Psi_Q = 0$, $\Psi_W = 0$): Bizim analizimizde kondenser çevre sıcaklığında çalışmakta

$$\Psi_{ky} = \Psi_8 - \Psi_9 \quad m_R x \Psi_{ky} = m_R x (\Psi_{a8} - \Psi_{a9}) \quad \Psi_{ky} = (h_8 - h_9) - T_0 (s_8 - s_9)$$

- 9-10 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı T_0 sıcaklığında, $\Psi_Q = 0$, $\Psi_W = 0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_9 - \Psi_{10} \quad m_R x \Psi_{ky} = m_R x (\Psi_{a9} - \Psi_{a10}) \quad \Psi_{ky} = (h_9 - h_{10}) - T_0 (s_9 - s_{10})$$

- 10-11 Noktaları Arasındaki Kısılma Vanası (SASA, Isı kaybı T_0 sıcaklığında, $\Psi_Q = 0$, $\Psi_W = 0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_{10} - \Psi_{11} \quad h_{10} = h_{11} \text{ olduğundan}$$

$$m_R x \Psi_{ky} = m_R x (\Psi_{a10} - \Psi_{a11}) = (h_{10} - h_{11}) - T_0 (s_{10} - s_{11}) \quad \Psi_{ky} = -T_0 (s_{10} - s_{11})$$

- 11-12 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı T_0 sıcaklığında, $\Psi_Q = 0$, $\Psi_W = 0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_{11} - \Psi_{12} \quad m_R x \Psi_{ky} = m_R x (\Psi_{a11} - \Psi_{a12}) \quad \Psi_{ky} = (h_{11} - h_{12}) - T_0 (s_{11} - s_{12})$$

- 12-13 Noktaları Arasındaki Evaporatör (SASA, Isı kaybı T_{EVP} sıcaklığında, $\Psi_W = 0$):

$$\Psi_{ky} = \Psi_{12} - \Psi_{13} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{EVP}}\right) x Q_{EVP}$$

$$m_R x \Psi_{ky} = m_R x [(\Psi_{a12} - \Psi_{a13}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{EVP}}\right) x Q_{EVP}]$$

$$\Psi_{ky} = (h_{12} - h_{13}) - T_0 (s_{12} - s_{13}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{EVP}}\right) x Q_{EVP}$$

Gerçek Soğutma Çevriminin II. Kanun Verimi:

$$\Psi_Q - \Psi_W = \Psi_{ky} \quad \Psi_w = -W_{pompa} \quad \epsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{EVP}}\right) x Q_{EVP}}{W_{POMPA} + \Psi_{a17} + \Psi_{a15} - \Psi_{a18} + \Psi_{a16}}$$

Bu hesap kuralları yapılarak Çizelge 7.4 deki sonuçlar elde edilmiştir

Çizelge 7.4 Sistemin hal değişikliği neticesinde iş, ısı ve ekserji değerleri

Cihaz	İsı kaybı/ kazancı [kW]	İş [kW]	Ekserji Kaybı [kW]
Evaporatör	500,00		530,25
13-14 arası Boru	0,22		20,53
Absorber	1160,19		44,59
Pompa		2,77	6,84
Eşanjör	2,77		42,74
Generator	1198,15		112,77
Genişleme Vanası-Çözelti	0,00		1,75
7-8 arası Boru	0,22		1,49
Kondenser	537,96		37,01
9-10 arası Boru	0,22		0,01
Genişleme Vanası	0,00		1,61
11-12 arası Boru	0,22		0,74
Sistem Toplam	3399,93	2,77	800,34

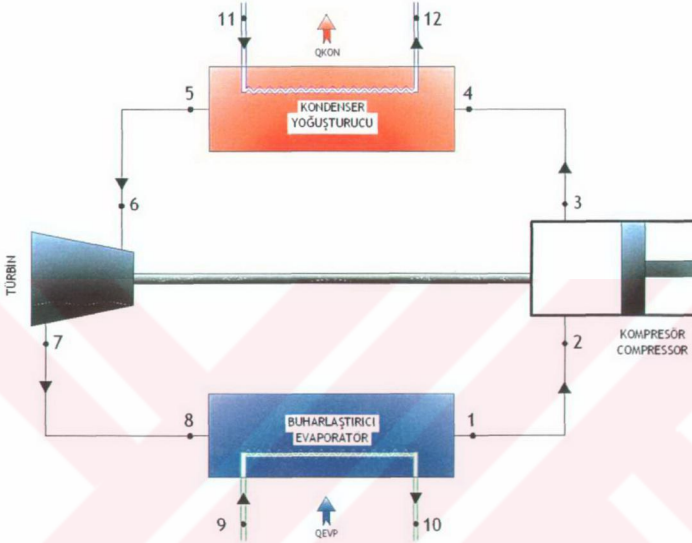
$$COP_{SOĞUTMA} = \frac{Q_{EVP}}{Q_{GEN}} = \frac{m_R x (h_{13} - h_{12})}{m_7 x h_7 + m_4 x h_4 - m_3 x h_3} = 0,42 \text{ olarak bulunur}$$

$$COP_{ISITMA} = \frac{Q_{KON} + Q_{ABS}}{Q_{GEN}} = \frac{m_R x (h_8 - h_9) + m_R x h_{14} + m_6 x h_6 - m_1 x h_1}{m_7 x h_7 + m_4 x h_4 - m_3 x h_3} = 1,42 \text{ olarak hesaplanır}$$

$$\varepsilon = \frac{- \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}} \right) x q_{EVP}}{W_{POMPA} + \psi_{a17} + \psi_{a15} - \psi_{a18} + \psi_{a16}} = 1,412 \text{ olarak hesaplanır}$$

Yapılan performans analiz değerlendirmeleri neticesinde sistemdeki basınç kayıplarının, ısı enerjisi kayıplarının veya izantropik verim değerlerinin herhangi birindeki artma veya azalma sistemin ne soğutma etkinlik katsayısı, ne ikinci kanun verimi nede ekserji kaybı üzerinde hiçbir etkisi yoktur. Değişimler hep sabit kalmıştır. Çizelge 7.4 den anlaşılacağı gibi en büyük ekserji kaybı evaporde sonrada generatörde meydana gelmektedir. Bunların sebebi evapordeki yüksek soğutma kapasitesine istinaden enthalpi ve entropi farkları arasındaki çokluk denilebilir. Sistemin iyileştirilmesi dizaynın iyileştirilerek yapılmasının mümkün olmadığı görülmüştür. Ancak dikkati çeken en önemli husus 2,77 kW lık bir çözelti pompası ile dışardan bir atık ısı kaynağı kullanılarak bizim sistemimizde 90/70°C sıcak su kullanıldığı halde 500 kW lık bir soğutma kapasitesi elde edilebilmesidir. Buda Absorbsiyonlu sistemin özünde oldukça verimli bir sistm olduğunu göstermiştir.

8. GERÇEK HAVA SIKIŞTIRMALI (TERS BRAYTON) SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN SAYISAL TERMODİNAMİK ANALİZİ



□ Şekil 8.1 Hava Sıkıştırılmış Gerçek Soğutma Çevrimi

Şekil 8.1 de görülen soğutma makinasının kapasitesi ve teknik özellikleri Çizelge 8.1 de belirtildiği gibidir. Soğutma makinası 8°C sıcaklıktaki soğuk odadan aldığı ısıyı 25°C çevre havasına vermektedir. Sistemde kullanılan soğutucu akışkan havadır.

Kabuller ve Verilenler :

- Sistemin tümünde sürtünmeden ötürü bir basınç kaybı vardır.
- Her bir boru kademesinde 5 kJ/kg ısı kaybı veya kazancı mevcuttur.
- Ayrıca dizayn değeri olarak yine bu borular 20 kPa basınç kaybı yaratacak uzunluktadır.
- Sistemdeki elemanlardan Evaporatör ve Kondenserdeki basınç kayıpları ortalama 20 kPa olarak seçilmiştir.
- Sistemin tümünde Kinetik ve Potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Kompresör sıkıştırma oranı 5 olarak kabul edilmiştir. (Öztürk ve Kılıç, 1993)
- Her kompresör ve türbinin izantropik veriminin %85 olduğu kabul edilmiştir..
- Refprop programında birim olarak "mks" yani SI seçilmiştir.

- Çevre sıcaklığı 25°C ve 1 bar dır.
- Kompresöre hava -10°C ve 150 kPa da girmektedir
- Türbinin hava giriş sıcaklığı 25°C dır.

Çizelge 8.1 Gerçek hava sıkıştırılmalı cihazın bilinen değerleri

Soğutma Kapasitesi	: 500 kW
Refrigerant	: Hava – Mükemmel Gaz
Evaporatör	
Evaporatör ΔP	: 20 kPa
Evaporatör Sıcaklığı	: 8°C
Kondenser	
Kondenser ΔP	: 20 kPa
Kompresör	
Giriş Basıncı	: 150 kPa
Giriş Sıcaklığı	: -10°C
Türbin	
Giriş Sıcaklığı	: 25°C

Referans noktaları girilerek, basınç kayıpları, ısı kazanç ve kayıpları dikkate alınarak bütün noktaların sırasıyla sıcaklık, basınç, entalpi, entropi, kütle, değerleri Refprop (Refprop, 2000) programı ve (Çengel ve Boles, 2002) Tablo A-17 Mükemmel Gaz Havanın Termodinamik özellikleri MS Excel Programı kullanılarak Visual Basic kodları ile tabloya formülize edilerek bulundu. Ardında Termodinamiğin I. ve II. Kanun analizleri yapıldı. Çizelge 8.2 de bu verilenler ve kabuller neticesinde elde edilen değerler verilmiştir.

Çizelge 8.2 İncelenen soğutma sisteminin belirli noktalarının termodinamik değerleri

Nokta	Sıcaklık [°C]	Basınç [kPa]	Entalpi [kJ/kg]	Entropi [kJ/kg ^o K]	m [kg/s]	h _o [kJ/kg]	S _o [kJ/kg ^o K]	ψ [kJ/kg]
1	-14,99	170,00	258,10	1,55	10,569	298,18	1,70	3,00635
2	-10,00	150,00	263,10	1,57	10,569	298,18	1,70	2,29512
3	169,92	750,00	444,59	2,10	10,569	298,18	1,70	26,7801
4	165,01	730,00	439,59	2,08	10,569	298,18	1,70	25,5497
5	29,97	710,00	303,18	1,71	10,569	298,18	1,70	0,04185
6	25,00	690,00	298,18	1,70	10,569	298,18	1,70	0
7	-67,18	210,00	205,79	1,32	10,569	298,18	1,70	18,2435
8	-62,18	190,00	210,79	1,35	10,569	298,18	1,70	16,0194

8.1 Termodinamiğin I. Kanunu Analizi :

- Kütle Dengesi :

$$m = m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m_5 = m_6 = m_7 = m_8$$

- 1-2 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kazancı (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$Q_{1-2} = m (h_2 - h_1) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{1-2} = h_2 - h_1$$

- 2-3 arası Kompresöde (SASA, Adyabatik, $W \neq 0$) :

$$m [-(w_{2-3}) + (h_2 - h_3)] = 0 \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad w_{2-3} = h_3 - h_2$$

$$Pr_3 = \left(\frac{P_3}{P_2} \right) Pr_2 \quad \text{den } Pr_3 \text{ bulunur. TabloA-17'den } T_3, h_3 \text{ ve } s_3 \text{ bulunur (Çengel ve Boles, 2002)}$$

$$mx \left(\frac{h_3 - h_2}{\eta_K} \right) = mx(h_3 - h_2) \quad \text{den } h_3 \text{ çekilerek 3 noktasının gerçek entalpi değeri bulunur.}$$

(Çengel ve Boles, 2002) TabloA-17'den T_3, Pr_3 ve s_3 bulunur.

- 3-4 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kaybı (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$Q_{3-4} = m (h_3 - h_4) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{3-4} = h_3 - h_4$$

- 4-5 arası Kondenserde (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$m [-q_{4-5} + (h_4 - h_5)] = 0 \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{4-5} = h_4 - h_5$$

- 5-6 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kaybı (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$Q_{5-6} = m (h_5 - h_6) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{5-6} = h_5 - h_6$$

- 6-7 Noktaları Arasındaki Türbinde (SASA, Adyabatik, $W \neq 0$) :

$$m [-w_{6-7} + (h_6 - h_7)] = 0 \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad w_{6-7} = h_6 - h_7$$

$$Pr_7 = \left(\frac{P_7}{P_6} \right) Pr_6 \quad \text{den } Pr_7 \text{ bulunur. (Çengel ve Boles, 2002) TabloA-17'den } T_7, h_7 \text{ ve } s_7 \text{ bulunur}$$

$$mx \left(\frac{h_7 - h_6}{\eta_K} \right) = mx(h_7 - h_6) \quad \text{den } h_7 \text{ çekilerek 7 noktasının gerçek entalpi değeri bulunur.}$$

(Çengel ve Boles, 2002) TabloA-17'den T_7, Pr_7 ve s_7 bulunur.

- 7-8 Noktaları Arasındaki Borudaki ısı kazancı (SASA, $Q \neq 0$, $W = 0$) :

$$Q_{7-8} = m (h_8 - h_7) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{7-8} = h_8 - h_7$$

- 8-1 Noktaları Arasındaki Evaporatör (SASA, $Q \neq 0, W = 0$) :

$$Q_{8-1} = m (h_1 - h_8) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{8-1} = h_1 - h_8$$

- COP Soğutma etkinlik Katsayısı

$$COP = \frac{Q_{EVP}}{W_{KOM} - W_{TUR}} = \frac{q_{8-1}}{w_{2-3} - w_{6-7}} = \frac{h_9 - h_8}{h_3 - h_2 + h_6 - h_7 + q_{2-3} + q_{6-7}} \quad \text{olarak bulunur.}$$

8.2 Termodinamiğin II. Kanunu ve Kullanılabilir Enerji Analizi :

- 1-2 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_1 - \Psi_2 \quad m \times \Psi_{ky} = m (\psi_{a1} - \psi_{a2}) \quad \Psi_{ky} = (h_1 - h_2) - T_o (s_1 - s_2)$$

- 2-3 arası Kompresörde Kayıp Kullanılabilir Enerji (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W \neq 0$) :

$$\Psi_{ky} = W_{2-3} + \Psi_2 - \Psi_3 \quad m \times \Psi_{ky} = m [w_{2-3} + (\psi_{a2} - \psi_{a3})] \quad \Psi_{ky} = - T_o (s_2 - s_3)$$

- 3-4 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_3 - \Psi_4 \quad m \times \Psi_{ky} = m (\psi_{a3} - \psi_{a4}) \quad \Psi_{ky} = (h_3 - h_4) - T_o (s_3 - s_4)$$

- 4-5 arası Kondenserde Kayıp Kullanılabilir Enerji (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) : Bizim analizimizde kondenser çevre sıcaklığında çalışmakta

$$\Psi_{ky} = \Psi_4 - \Psi_5 \quad m \times \Psi_{ky} = m (\psi_{a4} - \psi_{a5}) \quad \Psi_{ky} = (h_4 - h_5) - T_o (s_4 - s_5)$$

- 5-6 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_5 - \Psi_6 \quad m \times \Psi_{ky} = m (\psi_{a5} - \psi_{a6}) \quad \Psi_{ky} = (h_5 - h_6) - T_o (s_5 - s_6)$$

- 6-7 arası Türbinde Kayıp Kullanılabilir Enerji (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W \neq 0$) :

$$\Psi_{ky} = -W_{6-7} + \Psi_6 - \Psi_7 \quad m \times \Psi_{ky} = m [-w_{6-7} + (\psi_{a6} - \psi_{a7})] \quad \Psi_{ky} = - T_o (s_6 - s_7)$$

- 7-8 Noktaları Arasındaki Boru (SASA, Isı kaybı T_o sıcaklığında, $\Psi_Q = 0, \Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_7 - \Psi_8 \quad m \times \Psi_{ky} = m (\psi_{a7} - \psi_{a8}) \quad \Psi_{ky} = (h_7 - h_8) - T_o (s_7 - s_8)$$

- 8-1 Noktaları Arasındaki Evaporatör (SASA, Isı kaybı T_{EVP} sıcaklığında, $\Psi_W = 0$) :

$$\Psi_{ky} = \Psi_8 - \Psi_1 + \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}} \right) x Q_{EVP}$$

$$m \times \Psi_{ky} = m \left[(\Psi_{a8} - \Psi_{a1}) + \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}} \right) xq_{EVP} \right]$$

$$\Psi_{ky} = (h_8 - h_1) - T_o(S_8 - S_1) + \left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}} \right) xq_{EVP}$$

Gerçek Soğutma Çevriminin II. Kanun Verimi:

$$\Psi_Q - \Psi_W = \Psi_{ky}$$

$$\Psi_w = -w_{2-3}$$

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}} \right) xq_{EVP}}{w_{2-3} - w_{6-7}} = \frac{-\left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}} \right) xq_{EVP}}{h_3 - h_2 + h_6 - h_7 + q_{2-3} + q_{6-7}}$$

Bu hesap kuralları yapılarak Çizelge 8.3 deki sonuçlar elde edilmiştir.

Çizelge 8.3 Sistemin hal değişikliği neticesinde iş, ısı ve ekserji değerleri

Cihaz	Isı Kaybı/ Kazancı [kW]	İş [kW]	Ekserji Kaybı [kW]
Evaporatör	500,00		107,29
1-2 arası Boru	52,85		7,52
Kompresör		1918,21	1659,43
3-4 arası Boru	52,85		13,00
Kondenser	1441,69		269,60
5-6 arası Boru	52,85		0,44
Türbin		976,52	1169,34
7-8 arası Boru	52,85		23,51
Sistem Toplam	2153,08	941,69	3250,12

$$COP = \frac{Q_{EVP}}{W_{KOM} - W_{TUR}} = \frac{q_{8-1}}{w_{2-3} - w_{6-7}} = \frac{h_q - h_8}{h_3 - h_2 + h_6 - h_7 + q_{2-3} + q_{6-7}} = 0,53$$

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}} \right) xq_{EVP}}{w_{2-3} - w_{6-7}} = \frac{-\left(1 - \frac{T_o}{T_{EVP}} \right) xq_{EVP}}{h_3 - h_2 + h_6 - h_7 + q_{2-3} + q_{6-7}} = 0,032$$

8.3 Buharlaştırıcıda ve Yoğuşturucuda Sürtünme Nedeniyle Basınç Kaybının Sistem Performansı Üzerinde Etkisi

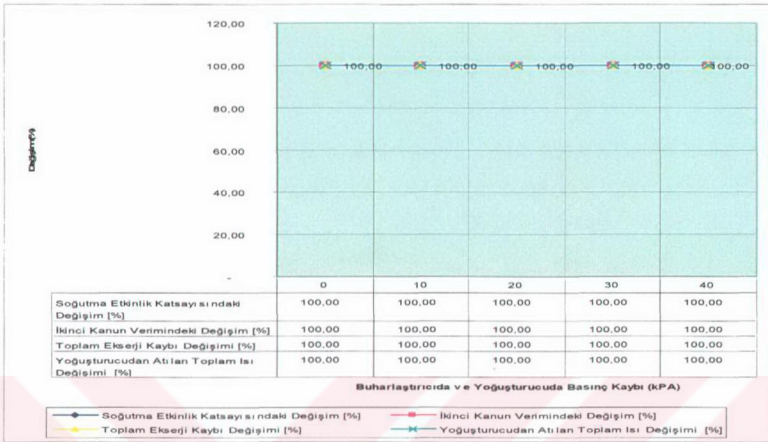
Çizelge 8.3.1 Buharlaştırıcıda ve yoğuşturucuda basınç kaybının sistem performansı üzerinde etkisi

Buharlaştırıcıda ve Yoğuşturucuda ΔP (kPa)	Soğutma Etkinlik Katsayısı COP	İkinci Kanun Verimi	Toplam Ekserji Kaybı [kW]	Yoğuşturucudan Atılan Toplam Isı [kW]
0	0,53	0,03	3.250,12	1.441,69
10	0,53	0,03	3.250,12	1.441,69
20	0,53	0,03	3.250,12	1.441,69
30	0,53	0,03	3.250,12	1.441,69
40	0,53	0,03	3.250,12	1.441,69

Çizelge 8.3.2 Buharlaştırıcıda ve yoğuşturucuda basınç kaybının sistem performansına oransal etkisi

Buharlaştırıcıda ve Yoğuşturucuda ΔP (kPa)	Soğutma Etkinlik Katsayısındaki Değişim [%]	İkinci Kanun Verimindeki Değişim [%]	Toplam Ekserji Kaybı Değişimi [%]	Yoğuşturucudan Atılan Toplam Isı Değişimi [%]
0	100,00	100,00	100,00	100,00
10	100,00	100,00	100,00	100,00
20	100,00	100,00	100,00	100,00
30	100,00	100,00	100,00	100,00
40	100,00	100,00	100,00	100,00

Görüldüğü üzere Buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki basınç kayıpları sistemin performansı üzerinde herhangi bir etkisi yoktur. Buda Şekil - 8.3.1 de daha detaylı bir şekilde görülmektedir.



Şekil 8.3.1 Buharlaştırıcı ve Yoğulturucudaki Basınç kaybının sistem performansı üzerindeki değişimi

8.4 Borulardaki Sürtünme Nedeniyle Basınç Kaybının Sistem Performansı Üzerinde Etkisi

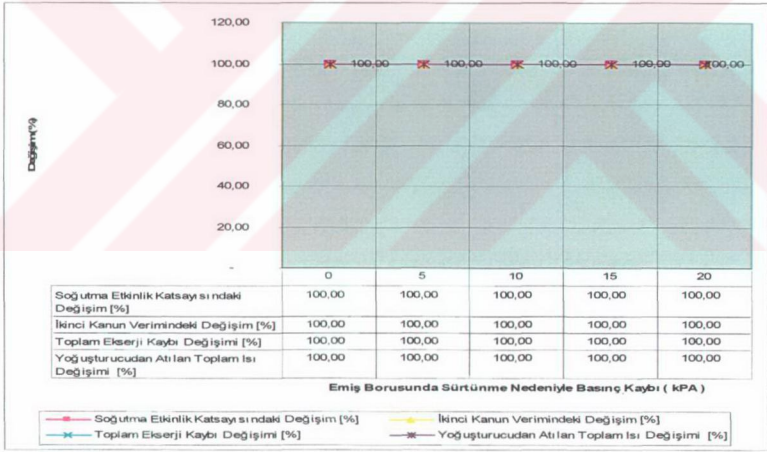
Çizelge 8.4.1 Borulardaki basınç kaybının sistem performansı üzerinde etkisi

Borudaki Basınç Kaybı ΔP (kPa)	Soğutma Etkinlik Katsayısı COP	İkinci Kanun Verimi	Toplam Ekserji Kaybı [kW]	Yoğulturucudan Atılan Toplam Isı [kW]
0	0,53	0,03	3.250,12	1.441,69
5	0,53	0,03	3.250,12	1.441,69
10	0,53	0,03	3.250,12	1.441,69
15	0,53	0,03	3.250,12	1.441,69
20	0,53	0,03	3.250,12	1.441,69

Çizelge 8.4.2 Borulardaki basınç kaybının sistem performansı üzerindeki oransal etkisi

Borudaki Basınç Kaybı ΔP (kPa)	Soğutma Etkinlik Katsayısındaki Değişim [%]	İkinci Kanun Verimindeki Değişim [%]	Toplam Ekserji Kaybı Değişimi [%]	Yoğuşturucudan Atılan Toplam Isı Değişimi [%]
0	100	100	100	100
5	100	100	100	100
10	100	100	100	100
15	100	100	100	100
20	100	100	100	100

Görüldüğü üzere borulardaki basınç kayıpları sistemin performansı üzerinde herhangi bir etkisi yoktur. Buda Şekil - 8.4.1 de daha detaylı bir şekilde görülmektedir.



Şekil 8.4.1 Borulardaki Basınç kaybının sistem performansı üzerindeki değişimi

8.5 Borulardaki Çevreden Olan Isı Kaybı veya Kazancının Sistem Performansı Üzerinde Etkisi

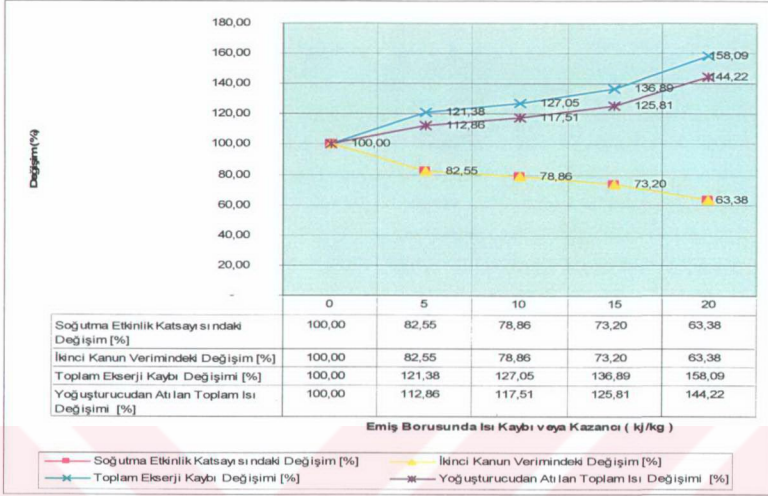
Çizelge 8.5.1 Borulardaki ısı kaybı/kazancının sistem performansı üzerindeki etkisi

Borulardaki Isı Kaybı/Kazancı [kJ/kg]	Soğutma Etkinlik Katsayısı COP	İkinci Kanun Verimi	Toplam Ekserji Kaybı [kW]	Yoğuşturucudan Atılan Toplam Isı [kW]
0	0,64	0,04	2.677,70	1.277,37
5	0,53	0,03	3.250,12	1.441,69
10	0,42	0,03	4.129,39	1.694,11
15	0,31	0,02	5.652,63	2.131,38
20	0,19	0,01	8.936,06	3.073,96

Çizelge 8.5.2 Borulardaki ısı kaybı/kazancının sistem performansı üzerindeki oransal etkisi

Borulardaki Isı Kaybı/Kazancı [kJ/kg]	Soğutma Etkinlik Katsayısındaki Değişim [%]	İkinci Kanun Verimindeki Değişim [%]	Toplam Ekserji Kaybı Değişimi [%]	Yoğuşturucudan Atılan Toplam Isı Değişimi [%]
0	100,00	100,00	100,00	100,00
5	82,55	82,55	121,38	112,86
10	78,86	78,86	127,05	117,51
15	73,20	73,20	136,89	125,81
20	63,38	63,38	158,09	144,22

Sistemin genelindeki borularda oluşan ısı kaybı / kazancının etkisi görüldüğü gibi sistemin üzerindeki etkisi Çizelge 8.5.1 ve 8.5.2 de görüldüğü üzere ısı kaybı/kazancı oranı yükseldikçe sistemin soğutma etkinlik katsayısı ve ikinci kanun verimi azalmakta buna karşın sistemin toplam ekserji kaybı ve yoğuşturucudan atılan ısı artmaktadır. Burdan anlaşılacağı gibi bu kayıpların sistem üzerinde olumsuz etkisi vardır. Bunu önlemek için boruları dış etkilere karşı izole etmeli ve bu kayıpları azaltma yoluna gitmeliyiz. Şekil 8.5.1 de daha açık görülebilmektedir.



Şekil 8.5.1 Borulardaki Isı kaybı veya kazancının sistem performansı üzerindeki değişimi

8.6 Kompresörün ve Türbinin İzantropik Verimlerinin Sistem Performansı Üzerinde Etkisi

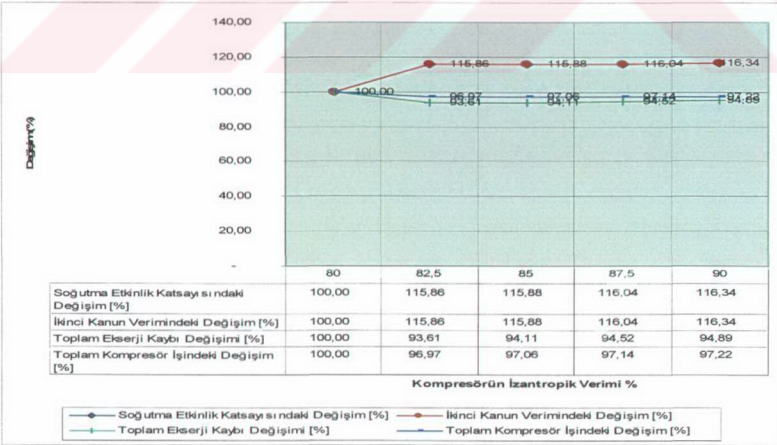
Çizelge 8.6.1 Kompresörün izantropik veriminin sistem performansı üzerindeki etkisi

Komp. ve Tür. İzantropik Verimi	Soğutma Etkinlik Katsayısı COP	İkinci Kanun Verimi	Toplam Ekserji Kaybı [kW]	Toplam Komp. ve Tür. İşİ [kW]
80	0,40	0,02	3.689,29	1.764,27
82,5	0,46	0,03	3.453,46	1.591,23
85	0,53	0,03	3.250,12	1.441,69
87,5	0,62	0,04	3.072,01	1.311,55
90	0,72	0,04	2.914,98	1.197,55

Çizelge 8.6.2 Kompresörün izantropik veriminin sistem performansı üzerindeki oransal etkisi

Komp. ve Tür. İzantropik Verimi	Soğutma Etkinlik Katsayısındaki Değişim [%]	İkinci Kanun Verimindeki Değişim [%]	Toplam Ekserji Kaybı Değişimi [%]	Toplam Komp. ve Tür. İşindeki Değişim [%]
80	100,00	100,00	100,00	100,00
82,5	115,86	115,86	93,61	96,97
85	115,88	115,88	94,11	97,06
87,5	116,04	116,04	94,52	97,14
90	116,34	116,34	94,89	97,22

Çizelge 8.6.1 ve 8.6.2 de görüldüğü gibi kompresörün ve türbinin izantropik verimi arttıkça yani %100 e yaklaştıkça sistemdeki terinmezliklerin azaldığı soğutma etkinlik katsayısı ve ikinci kanun veriminin arttığı toplam ekserji kaybının arttığı ve toplam kompresör ve türbin işlerinin azaldığı görülmektedir. Buda sistem performansı üzerinde olumlu bir etki yaratmaktadır. Yani kompresörler ve türbinler dizayn edilir veya seçilirken mümkün olduğunca en yüksek verimli olanlar seçilmeli veyahut buna göre kompresörlerin veya türbinlerin izantropik verimlerini yükseltecek bir dizayn seçilmelidir. Bunuda Şekil 8.6.1 de görebiliyoruz.



Şekil 8.6.1 Kompresörün ve türbinin izantropik veriminin sistem performansı üzerindeki etkisi

9. SONUÇLAR

Çizelge 9.1 Gerçek Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi Analiz Sonucu

Cihaz	Isı Kaybı/ Kazancı [kW]	İş [kW]	Ekserji Kaybı [kW]
Evaporatör	500,00		412,36
1-2 arası Boru	18,63		14,00
Kompresör I		124,471	18,20
3-4 arası Boru	18,63		3,63
Ara Soğutucu	31,26		4,39
5-6 arası Boru	18,63		2,94
Kompresör II		111,022	14,98
7-8 arası Boru	18,63		2,85
Kondenser	648,36		89,94
9-10 arası Boru	18,63		1,00
Genişleme Vanası	0,00		307,92
Sistem Toplam	1272,75	235,493	872,21

Çizelge 9.2 Gerçek Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi Analiz Sonucu

Cihaz	Isı kaybı/ kazancı [kW]	İş [kW]	Ekserji Kaybı [kW]
Evaporatör	500,00		530,25
13-14 arası Boru	0,22		20,53
Absorber	1160,19		44,59
Pompa		2,77	6,84
Eşanjör	2,77		42,74
Generatör	1198,15		112,77
Genişleme Vanası-Çözelti	0,00		1,75
7-8 arası Boru	0,22		1,49
Kondenser	537,96		37,01
9-10 arası Boru	0,22		0,01
Genişleme Vanası	0,00		1,61
11-12 arası Boru	0,22		0,74
Sistem Toplam	3399,93	2,77	800,34

Çizelge 9.3 Gerçek Hava Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi Analiz Sonucu

Cihaz	Isı Kaybı/ Kazancı [kW]	İş [kW]	Ekserji Kaybı [kW]
Evaporatör	500,00		107,29
1-2 arası Boru	52,85		7,52
Kompresör		1918,21	1659,43
3-4 arası Boru	52,85		13,00
Kondenser	1441,69		269,60
5-6 arası Boru	52,85		0,44
Türbin		976,52	1169,34
7-8 arası Boru	52,85		23,51
Sistem Toplam	2153,08	941,69	3250,12

Çizelge 9.1-2 ve 3 de görüldüğü gibi soğutma kapasitesi, soğuk ortam sıcaklıkları ve çevre sıcaklıkları aynı olan 3 soğutma çevriminde sırasıyla en yüksek kondenserden atılan ısı hava soğutmalıda sonra absorpsiyonluda en son olarakta buhar sıkıştırmaıda olduğu görülmektedir. Ancak sistemin çalışması için dışarıdan verilen işer mukayese edilecek olursa en çok iş hava sıkıştırmalıda daha sonra buhar sıkıştırmalıda ve en küçük yapılan iş ise absorpsiyonlu soğutma grubunda olduğu açıktır. Aradaki bu fark absorpsiyonlu soğutma grubu için atık bir ısının veya güneş enerjisinin generatörden verilmesi gerekmektedir. Ayrıca absorberde kullanılan soğutma kulesinden gelen ılık suyun şartlandırılması için harcanan enerjide hesaba katmak gerekir. Genede en düşük harcanan işe karşılık yapılan soğutma enerjisi absorpsiyonlu grupta olduğu söylenebilir.

İletim borularındaki enyüksek kayıplar Hava sıkıştırmalı sonra buhar sıkıştırmalı en sonda absorpsiyonluda olduğu görülmektedir. Bunun sebebi absorpsiyonlu grubun düşük soğutucu akışkan basınçlarında çalışmasıdır.

Hava sıkıştırmalı soğutma sistemi genellikle have sanayinde kullanılmaktadır. Burda türbinden elde edilen işin bir kısmı kompresörde kullanılarak verim artırılabilir.

En yüksek soğutma etkinlik katsayısı değeri buhar sıkıştırmalı sonra hava sıkıştırmalı ve endüyük değer ise absorpsiyonlu sistemde olduğu buna karşın ikinci kanun verimlerinin mukayesesinde enyüksek verim absorpsiyonluda sonra buhar sıkıştırmalıda ve en son hava sıkıştırmalı sistemdedir.

Kompresör ve Türbinlerin izantropik verimlerinin sistem üzerinde önemli bir etkisi olduğu yapılan incelemelerle elde edilmiştir. Yüksek verimli sistemlerde tersinmezliklerin az olduğu bu sayede soğutma etkinlik katsayısı ve ikinci kanun verimlerinin arttığı gözlemlenmiştir. Buda bizi, sistem dizayn ederken daha öncede belirtildiği gibi bu kriterleri dikkate almamız gerektiği konusunda aydınlatmış olmaktadır.

KAYNAKLAR

Prof. Dr. Aybers, N. (1972), İ.T.Ü. Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Yayınları Sayı:87, Mühendislik Termodinamiğinin Esasları, İstanbul

Dr. Çengel, Y.A. ve Dr.Boles M.A. (2002), Thermodynamics: An Engineering Approach, 2nd. Edition, Mc Graw Hill, İstanbul

Özkol, N. (2001), Soğutma Tesisatı , MMO/2001/295

Prof.Dr.Öztürk, A. ve Doc.Dr.Kılıç, A. (1993), Çözümlü Problemlerle Termodinamik Çağlayan Kitabevi, İstanbul

Şencan, A. ve Yakut, K.A. ve Kalogirou, S.A. (2004), "Exergy Analysis of Lithium Bromide/Water Absorption Systems", Department of Mechanical Education,Süleyman Demirel University and Higher Technical Institute, Cyprus.

Tozer, R. ve James, R.W (1997), "Heat Powered Refrigeration Cycles", Waterman Gore,Mech.&Elect. Consulting Engineers and South Bank University, London

Pita, E. G., "Refrigeration Principles and Systems"

Adewusi, S.A. ve Zubair, S.M. (2003), "Second Law Based Thermodynamic Analysis of Amonia-Water Absorption Systems", Department of Mechanical Engineering,King Fahd University of Petroleum and Minerals, Sudi Arabistan

Izquierdo, M. ve Venegas, M. ve Garcia, N. ve Palacios, E. (2004), "Exergetic Analysisof a Double Stage Li-Br / H2O Thermal Compressors Cooled by Water-Air and Driven by Low Grade Heat", Institute of C.C.Eduardo Torroja, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Mecánica Industrial, EUITI, Universidad Politécnica de Madrid, Spain

Carrier Company (1965), Handbook of Air Conditioning System Design, USA

National Institute of Standards and Technology (NIST), REFPROP – Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-Database 23/Version 7, USA

McQuiston, F.C. ve Parker, J. D., Heating Ventilating and Air Conditioning

Holman, P. (1976) , Heat Transfer, Mechanical Engineering Southern Methodist University

Yuan, Z. ve Rawlings, W. ve Kulankara, S. ve Aute, V.C., ve Herold K.E., (2004), SSC Aqueous Lithium Bromide and Steam Properties-Mc Neely, Sorition System Consortium Center of Enviromental Energy Engineering University of Meryland, College Park


ASHRAE Handbook CD (1997), 1996-HVAC Systems and Equipment, USA

ASHRAE Handbook CD (1997), 1995-HVAC Applications, USA

ASHRAE Handbook CD (1997), 1997-Fundamentals, USA

Nikolaïdis, C. ve Probert, D., "İki Kademeli Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Tesislerinin Performansının Ekserji Analizi"

INTERNET KAYNAKLARI

- [1] http://w3.balikesir.edu.tr/~taner/dersler/fiziksel_kimya_ii/entropi.htm
 - [2] <http://www.glue.umd.edu/~herold/sscmain/analysis/Mejava.htm>
 - [3] <http://www.sciencedirect.com/>
 - [4] <http://www.engineeringvillage2.com/>
 - [5] <http://www3.interscience.wiley.com/cgi-bin/home>
- 

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	03.03.1976	
Doğum yeri	Araklı - TRABZON	
Lise	1989-1993	İstek Vakfı Özel Acıbadem Lisesi
Lisans	1994-2000	Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2000-	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurum(lar)

1995-Devam ediyor Santes Mühendislik ve Isı Sanayi Ltd. Şti.
Proje Müdürü