

CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ \* FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İKİ KADEMELİ BUHAR SIKIŞTIRMALI MEKANİK SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN ENERJİ VE  
EKSERJİ ANALİZLERİ İLE İNCELENMESİ

DOKTORA TEZİ

Makine Yüksek Mühendisi Ayşe Bilgen Aksoy

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 13.02.2014

Tezin Savunulduğu Tarihi : 19.03.2014

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Yunus Çerçi

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Ali Güngör

: Prof. Dr. Erdoğan Özkaya

: Prof. Dr. Hakan Boyacı

: Yrd. Doç. Dr. İ. Timuçin Dolapçı

**MANİSA 2014**

CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ \* FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İKİ KADEMELİ BUHAR SIKIŞTIRMALI MEKANİK SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN ENERJİ VE  
EKSERJİ ANALİZLERİ İLE İNCELENMESİ

DOKTORA TEZİ

Makine Yüksek Mühendisi Ayşe Bilgen Aksoy

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 13.02.2014

Tezin Savunulduğu Tarih : 14.03.2014

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Yunus Çerçi

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Ali Güngör

: Prof. Dr. Erdoğan Özkaya

: Prof. Dr.Hakan Boyacı

: Yrd. Doç. Dr. İ. Timuçin Dolapçı

**MANİSA 2014**

## İÇİNDEKİLER

<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	<b>III</b>
<b>SEMBOLLER LİSTESİ</b> .....	<b>V</b>
<b>ŞEKİLLER LİSTESİ</b> .....	<b>VI</b>
<b>TABLOLAR LİSTESİ</b> .....	<b>VII</b>
<b>KISALTMALAR</b> .....	<b>VIII</b>
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	<b>IX</b>
<b>ÖZET</b> .....	<b>X</b>
<b>SUMMARY</b> .....	<b>XI</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
1.1. ÇALIŞMANIN ÖNEMİ .....	4
1.2. ÇALIŞMANIN AMACI VE KAPSAMI .....	4
<b>2. ENTEGRE SOĞUK HAVA TESİSLERİ</b> .....	<b>7</b>
2.1. ÖLÇÜMLERİN YAPILDIĞI SOĞUK HAVA TESİSİ .....	8
2.2. ÖLÇÜMLER SIRASINDA SOĞUK HAVA ENTEGRE TESİSİN ÇALIŞMA ŞARTLARI .....	10
2.3. ENTEGRE SOĞUK HAVA DEPOSU SOĞUTMA ÇEVİRİMİ .....	11
2.4. SOĞUTMA SİSTEMİ DEVRE ELEMANLARI VE ÖZELLİKLER .....	15
2.4.1. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR .....	15
2.4.1.1. AMONYAK (R-717) .....	16
2.4.1.2. SU (R-718) .....	19
2.4.1.3. SOĞUTMA YAĞI .....	19
2.4.2. KOMPRESÖR .....	21
2.4.3. YAĞ AYIRICI .....	23
2.4.4. LİKİT TANKI .....	24
2.4.5. BASINÇLI YOĞUŞMA TANKLARI .....	25
2.4.6. KONDENSER .....	26
2.4.7. EVAPORATÖR .....	28
2.4.8. POMPA .....	29
2.4.9. YARDIMCI SOĞUTMA DEVRE ELEMANLARI .....	30
2.4.10. İLETİM HATTI .....	32
<b>3. ÖLÇÜMLER</b> .....	<b>33</b>
3.1. SICAKLIK, BASINÇ ÖLÇÜM NOKTALARI VE ÖLÇÜM CİHAZLARI .....	33
3.1.2. DEBİ ÖLÇÜM NOKTALARI VE ÖLÇÜM CİHAZLARI .....	39
3.1.3. HATA ANALİZİ .....	42
3.2. ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ .....	42
3.2.1. ENERJİ ANALİZ BAĞINTILARI .....	42
3.2.2. EKSERJİ ANALİZ BAĞINTILARI .....	43
3.3. SOĞUTMA ÇEVİRİM ELEMANLARININ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ .....	47
3.4. EKSERGOEKONOMİK ANALİZ .....	63
<b>4. BULGULAR VE TARTIŞMA</b> .....	<b>66</b>

4.1. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	73
<b>REFERANSLAR .....</b>	<b>79</b>



**SEMBOLLER LİSTESİ**

$T$  : Sıcaklık

$P$  : Basınç

$\dot{m}$  : Kütleli debi

$h$  : Entalpi

$s$  : Entropi

$v$  : Özgül Hacim

$e$  : Özgül Entalpi

$\dot{E}$  : Toplam Enerji

$\Psi$  : Özgül Ekserji

$\dot{X}$  : Toplam Ekserji

$\dot{W}$  : İş

$\dot{Q}$  : Isı

$\eta$  : Verim

## ŞEKİLLER LİSTESİ

<b><u>Şekil No</u></b>		<b><u>Sayfa</u></b>
<b>Şekil 1.1</b>	Türkiye Elektrik Tüketiminin Sektörel Dağılımı .....	<b>1</b>
<b>Şekil 1.2</b>	Ekserji Verimi, Çevresel Etki Ve Sürdürülebilirlik İlişkisi .....	<b>3</b>
<b>Şekil 2.1</b>	Entegre Soğuk Hava Tesisi .....	<b>9</b>
<b>Şekil 2.2</b>	Entegre Soğuk Hava Tesisi Kapalı Yerleşim Planı .....	<b>9</b>
<b>Şekil 2.3</b>	Ölçümler Sırasında Ayarlanan Soğuk Oda ve Çevre Hava Sıcaklıkları...	<b>11</b>
<b>Şekil 2.4</b>	Soğutma Çevriminde İş Akış Şeması ve Çalışma Basıncı Bölgeleri .....	<b>13</b>
<b>Şekil 2.5</b>	Entegre Soğuk Hava Tesisinin Soğutma Çevriminin Termodinamik Devresi.....	<b>14</b>
<b>Şekil 2.6</b>	Soğutucu Akışkanlar Ve Tarihsel Kullanımları.....	<b>16</b>
<b>Şekil 2.7</b>	(a) Yüksek Kritik Noktalı Soğutucu Akışkan, (b) Düşük Kritik Noktalı Soğutucu Akışkan.....	<b>17</b>
<b>Şekil 2.8</b>	Tesiste Bulunan 110 kW Gücünde, 6 WB Serisi Yüksek Basınç Kompresörü.....	<b>22</b>
<b>Şekil 2.9</b>	Tesiste Bulunan Yüksek Basınç Kompresörüyle Çalışan Yağ Ayırıcı ....	<b>24</b>
<b>Şekil 2.10</b>	Soğutma Çevriminde Yer Alan Likit Tankının Perspektif Görüntüsü .....	<b>25</b>
<b>Şekil 2.11</b>	Alçak Basınç Yoğuşma Tankı .....	<b>26</b>
<b>Şekil 2.12</b>	Soğutma Devrelerinin Çalışma Çevrimleri Lnp-H Diyagramları.....	<b>27</b>
<b>Şekil 2.13</b>	Tesis Dışına Yerleştirilen Evaporatif Kondenser.....	<b>28</b>
<b>Şekil 2.14</b>	Soğuk Odalarda Yer Alan Çift Fanlı Evaporatör .....	<b>29</b>
<b>Şekil 2.15</b>	10 kW Gücündeki Yüksek Basınç Amonyak Pompası .....	<b>30</b>
<b>Şekil 2.16</b>	PM1 Serisi Regülasyon Valfi ve Solenoid Valf .....	<b>31</b>
<b>Şekil 3.1</b>	Ölçümlerde Alınan Sıcaklık Değerlerinden Bir Görüntü.....	<b>33</b>
<b>Şekil 3.2</b>	Ölçüm Noktaları.....	<b>34</b>
<b>Şekil 3.3</b>	İki Kademeli Soğutma Çevriminin T-s Diyagramı.....	<b>36</b>
<b>Şekil 3.4</b>	Debi Ölçümleri İçin Kullanılan KATFLOW 110 Serisi Ultrasonik Debimetre.....	<b>39</b>
<b>Şekil 3.5</b>	Debi Ölçüm Nokları.....	<b>40</b>
<b>Şekil 3.6</b>	Enerjinin, Ekserji ve Tersinmezliklere Dönüşümü.....	<b>44</b>
<b>Şekil 3.7</b>	Yüksek Basınç Yoğuşma Tankı Giriş Ve Çıkış Noktaları.....	<b>50</b>

<b>Şekil 3.8.</b>	Alçak Basınç Yoğuşma Tankı Giriş Ve Çıkış Noktaları.....	<b>51</b>
<b>Şekil 4.1.</b>	Sistemde Ekserji Akımı Ve Ekserji Yok Oluşları.....	<b>71</b>
<b>Şekil 4.2.</b>	Soğutma Çevrim Elemanlarının I. Yasa Verimleri.....	<b>74</b>
<b>Şekil 4.3.</b>	Soğutma Sistem Elemanlarının Bağlı Tersinmezlikleri .....	<b>76</b>

## TABLOLAR LİSTESİ

<b><u>Tablo No</u></b>		<b><u>Sayfa</u></b>
<b>Tablo 2.1</b>	Bazı Hayvansal Gıda Ürünleri İçin Depolama Koşulları.....	<b>7</b>
<b>Tablo 2.2</b>	Soğuk Odaların Çalışma Şartları ve Ürün Miktarları .....	<b>11</b>
<b>Tablo 2.3</b>	Yaygın Olarak Kullanılan Soğutucu Akışkanların Kritik Nokta Değerleri...	<b>17</b>
<b>Tablo 2.4</b>	R-717 işletme Değerleri.....	<b>18</b>
<b>Tablo 2.5</b>	Yaygın Olarak Kullanılan Soğutucu Akışkanların Fiyat Katsayıları.....	<b>18</b>
<b>Tablo 2.6</b>	Soğutkan Cinslerine Göre Kompresörde Kullanılabilecek Yağlama Yağı Gurupları.....	<b>20</b>
<b>Tablo 2.7</b>	ISO V 68 Kompresör Soğutma Yağı Özellikleri .....	<b>21</b>
<b>Tablo 2.8</b>	Kompresör Çalışma Kapasiteleri Ve Çekilen Güç.....	<b>23</b>
<b>Tablo 2.9</b>	İletim Hattı Üretim Aralıkları .....	<b>32</b>
<b>Tablo 3.1</b>	Ölçüm Noktaları Basınç ve Sıcaklık Değerleri.....	<b>35</b>
<b>Tablo 3.2</b>	Soğutma Çevriminin Önemli Noktalarındaki Termodinamik Özellikleri.....	<b>37</b>
<b>Tablo 3.3</b>	Debi Ölçüm Noktaları Ve Değerleri .....	<b>41</b>
<b>Tablo 3.4</b>	Enerji, Ekserji Denge Ve Verim Denklemleri.....	<b>61</b>
<b>Tablo 3.5</b>	Enerji Ekserji Ve Maliyet Analizi Sonuçları.....	<b>65</b>

**KISALTMALAR**

YBK	: Yüksek Basınç Kompresörü
ABK	: Alçak Basınç Kompresörü
YBYT	: Yüksek Basınç Yoğuşma Tankı
ABYT	: Alçak Basınç Yoğuşma Tankı
ABP	: Alçak Basınç Pompası
YBP	: Yüksek Basınç Pompası
evap	: Evaporatör
kond	: Kondenser
supom	: Su Pompası

**TEŞEKKÜR**

Bu çalışmanın hazırlanmasında, değerli fikir ve desteklerini esirgemeyen ve bana daima inanan danıőmanım Prof. Dr. Yunus eri'ye, tez izleme komitesinde bulunan, değerli görüş ve önerileriyle destek olan ve zamanlarını ayıran hocalarım Prof. Dr. Ali Güngör ve Prof. Dr. Erdoğan zkaya'ya, doktora sürecinde ölçümleri gerçekleőtirdięim soğuk hava entegre tesisi müdürü Cesur Canpolat ve kurum personeline sabır ve desteklerinden dolayı, çalışmalar sırasında benden desteğini esirgemeyen Pazarlar Meslek Yüksek Okulu Müdürü Yrd. Doç. Dr. Murat Karahan, Yüksek Okul Sekreteri Mustafa Akgneő ve personeline, hayatım boyunca olduğu gibi tez çalıőmamda da manevi desteklerini esirgemeyen sevgili babam ve annem Veli ve Filiz Ekin'e, annem Gl Aksoy'a ve her zaman yanımda olan eőim Yiğit Aksoy'a teşekkür ederim.

## ÖZET

Bu tezde, bir soğuk hava tesisinin 2 kademeli buhar sıkıştırırmalı mekanik çevrimi, enerji ve ekserji kavramları açısından incelenmiştir. Deneyler, soğuk hava tesisinin sekiz adet soğuk hava odasında sistem denge halindeyken gerçekleştirilmiştir. Sıcaklık ve basınç verileri, termo çiftler ve basınç sensörleri vasıtası ile önceden belirlenmiş giriş-çıkış bölgeleri ve bazı önemli çevrim noktalarından toplanmıştır. R-717 soğutucu akışkanın hacimsel debisi bir ultrasonik debimetre ile sıvı hatlarından ölçülmüştür. Daha sonra, soğutucu akışkan R-717'nin entalpi, entropi ve özgül hacmi deneyler ve EES yazılımı kullanılarak hesaplanmıştır.

Deneyler ve analizler sonucunda, soğutma sistem bileşenlerinin enerji ve ekserji kayıpları bulunmuş ve birbirleri ile karşılaştırılmıştır. En fazla kayıpların evaporatör ve kompresörlerde olduğu tespit edilmiştir. Evaporatif kondenser, evaporatör ve kompresörlerden sonra en yüksek kayıplara sahip bileşendir. Ayrıca, Amonyak pompalarının kayıpları da önemli bir miktardadır. Sonuç olarak, sistemin birinci ve ikinci yasa verimleri sırasıyla %63.71 ve 33.64 bulunmuştur.

## SUMMARY

In this thesis, two stage vapor compressed mechanical cycle of a cooling facility are studied in terms of energy and exergy concepts. The experiments are carried out in the eight rooms of cooling facility as the cooling system is stable. The data regarding with temperature and pressure values are collected via thermocouples and pressure sensors from the predefined inlet-outlet regions and several critical cycle points. Volumetric flow rates of R-117 the cooling fluid are measured in liquid lines by an ultrasonic flowmeter. Later, enthalpy, entropy and specific volume of R-717 are calculated from the experiments using EES software.

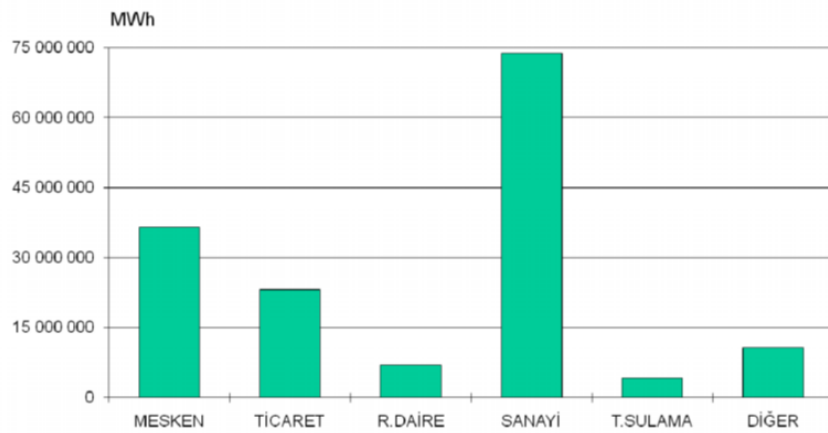
From the experiments and analysis, the energy and exergy losses of the each component of cooling system are found and compared with each other. It is found that the maximum losses are in the evaporator and compressors. The evaporative condenser comes after evaporator and compressors as a component with the highest losses. And also, there is plenty amount of energy and exergy losses in the ammonia pumps. Consequently, the first and second law efficiency of the system are determined to be %63.71 and %33.64, respectively.



## 1. GİRİŞ

Gelişen ve değişen yeni dünya düzeninde teknolojinin yaşamın merkezi haline gelmesi ve gelişen sanayi toplumları yeryüzündeki fosil yakıtların hızla tükenmesine neden olmaktadır. Azalan fosil yakıtların verimli kullanılması ve yeni alternatif enerji kaynaklarının bulunması günümüzde enerji sektörünü ön plana çıkarmaktadır. Özellikle yenilenebilir alternatif enerji çalışmaları gelişen teknoloji ile büyük ivme kazanmıştır.

Mevcut enerji kaynaklarının verimli kullanılmasını konu alan çalışmalar en az yeni enerji kaynaklarının bulunması kadar önemlidir. Bu konuda ülkeler tasarruf tedbirleri belirlenerek yeni yasalar çıkarılmakta, genelgeler yayınlanmaktadır. Enerjinin etkin kullanılması, mevcut enerji kaynaklarının daha uzun süre kullanılabilmesini beraberinde getirmektedir. Çengel (2008) yaptığı çalışmada ABD’de enerji tasarrufu tedbirleri sonucunda 1979 yılından beri yeni nükleer santral kurulmasına rağmen, 1973-2000 yılları arasında ülke ekonomisinin %126 büyüdüğünü belirtmiştir. Türkiye ise Enerji Verimliliği Kanunu 2 Mayıs 2007 tarih 25610 sayılı Resmi Gazete’de yayınlanarak yürürlüğe girmiştir. Bu kanuna göre kamu kurum ve kuruluşlarında enerjinin etkin verimli kullanılmasına yönelik tedbirler belirlenmiştir. Genelgenin amacı; enerjinin etkin kullanılması, enerji israfının önlenmesi, enerji maliyetlerinin ekonominin üzerindeki hafifletilmesi ve çevrenin korunması için enerji kaynaklarının kullanımında verimliliğin artırılmasına ilişkin usul ve esasları düzenlemektir. Enerji Bakanlığı tarafından yapılan çalışmada Şekil 1.1’de görüldüğü gibi enerjinin büyük kısmının sanayi tesislerinde tüketildiği, kullanılan enerjiden %20 tasarruf olduğu tespit edilmiştir (Enerji Bakanlığı, 2010).



Şekil 1.1 Türkiye’de Elektrik Tüketiminin Sektörel Dağılımı

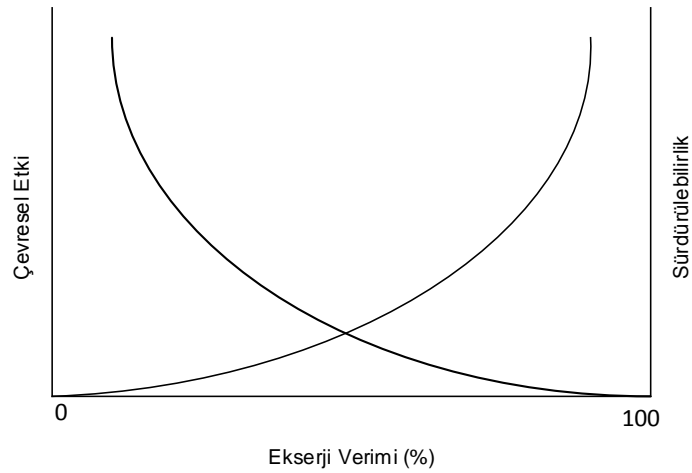
Enerji tüketiminin azaltılması ülke ekonomisinin büyümesi için önemli bir husustur. Üretimde enerji tüketiminin yüksek olması üretim maliyet artışlarını beraberinde getirmektedir. Ülkemizde üretilen bir malın birim maliyetinin yükselmesi malın uluslararası piyasada rekabet şansını azaltmaktadır. Dolayısıyla gelişmiş ve zengin bir ülke olmanın yolu olan iç piyasaya döviz akışı, ihraç edilecek bir ürünümüz olmadığı zaman duracaktır. Bu iç sanayinin durmasına neden olacak, ithalatı arttırıp dış borcumuzu arttıracaktır. Sonuç olarak kendi enerji politikasını oturtamamış bir ülke zamanla dışa bağımlı hale gelecek ve git gide fakirleşecektir. Ancak yüksek enerji verimi, sistem veya üretimin sürdürülebilirliğini sağlar.

Kullanılan enerjinin sadece bir kısmı yararlı işe dönüştürülebilir. Enerjinin kullanılabilir kısmı termodinamikte ekserji olarak tanımlanır. Enerjinin tasarruf edilebilecek kısmıdır ve kaynaktan alınabilecek maksimum işi ifade eder. Sistem veya proseslere uygulanan ekserji analizinde, sistem elemanlarındaki ekserji kayıpları belirlenir.

Sistem veya üretimin termoekonomik analizinde ise, oluşan kayıpların maliyetleri analiz edilerek, iyileştirme yapılması gereken sistem elemanları tespit edilir. Termoekonomik analizde kullanılabilecek birçok metot vardır. Literatürde en çok kullanılan metotlar ise Speco (Specific Exergy Costing) ve EXCEM (Exergy, Cost, Energy and Mass) metodudur. Literatürde farklı sistem ve prosesler için yapılan, ekserji ve termoekonomik analizlerle ilgili ulusal ve uluslararası pek çok çalışma vardır. EXCEM metodu ilk olarak Rosen (1990) tarafından, kömür yakıtlı elektrik santralinin termodinamik kayıplar ve yatırım maliyetleri arasındaki bağıntıyı incelemek için kullanılmıştır. Dinçer ve Rosen (2007) ekserji kayıplarının maliyet üretimine etkisini, EXCEM metodu ile irdelemişlerdir. Kalıncı (2011) doktora tezinde biyokütle esaslı hidrojen üretim sistemlerinin ekserji analizini yapmış ve sistemin ekonomik analizinde, Speco ve EXCEM metotlarının her ikisini de kullanmıştır. Durmuşoğlu ve diğerleri (2013) gaz türbinli bir tesise ekserji analizi uygulamışlardır. Sistemin ekonomik analizinde Speco metodunu kullanmışlardır. Başkut ve diğerleri (2012), bir rüzgar türbinin ekserji ve EXCEM analizlerini kullanarak, rüzgar türbinindeki kayıpları belirlemişlerdir. Güngör ve diğerleri (2011) ısı pompası ile gıda kurutma prosesini ekserji ve EXCEM metodu ile analiz etmişlerdir. Özgener ve diğerleri (2010), sera ısıtmasında kullanılabilecek toprak kaynaklı ısı değiştiricisine eksergoekonomik analizi uygulamışlar ve termodinamik ile maliyetler arasındaki ilişkiyi ortaya koymuşlardır. Yenilebilir enerji kaynaklarından olan jeotermal üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Özgener ve diğerleri (2007), Arslan ve diğerleri (2010) ve Keçebaş (2013) tarafından farklı bölgelerde bulunan jeotermal ısıtma sistemlerinin ekserji ve ekonomik analizlerini yapmışlardır. Hepbaşı (2010), Türkiye'de birçok bölgede kullanılan jeotermal ısıtma sistemlerinin ekserji ve eksergoekonomik analizlerini bir çalışmada toplamıştır. Yıldırım (2012) bir jeotermal santralinin ekserji kayıplarının maliyetini, EXCEM metodunu kullanarak irdelemiştir.

Diğer modellerle karşılaştırmalı bir metot olan CGAM metodunu kullanarak Abuşoğlu ve diğerleri (2009) ısı ve güç üretiminin olduğu bir tesisin termoekonomik analizini gerçekleştirmişlerdir. Kim (2010) yaptığı çalışmada yeni ve kolay uygulanabilir bir termoekonomik analiz yöntemi öne sürmüştü ve metodun doğruluğunu CGAM metodunu ile birlikte kojenerasyon tesisine uygulayarak teyit etmiştir.

Sistemlerin ve proseslerin ekserji verimlerini sadece ekonomik açıdan değerlendirmek yeterli değildir. Teknolojinin gelişimiyle artan sanayideki üretimin çevresel etkileri, dünyamızda geri dönüşümü mümkün olmayan sonuçlar doğurmaktadır. Kullanılmayan enerjinin atık ısı olarak çevreye salınması küresel ısınmayı artırmakta, doğal afetlere yol açmaktadır. Bu sebeple sistem veya proseslerde çevresel etkilerde göz önünde bulundurulmalıdır. Dinçer et al (2007) sistem veya proseslerdeki ekserji verimi, çevresel etki ve sürdürülebilirlik arasındaki ilişkiyi bir grafikte anlatmıştır.



**Şekil 1.2** Ekserji Verimi, Çevresel Etki Ve Sürdürülebilirlik İlişkisi

Grafikte ekserji verimi azaldığında, sürdürülebilirlik azalırken çevresel etkilerin artışı açıkça görülmektedir. Sistemlerin ve proseslerin sürdürülebilirliğini artırırken çevresel etkileri azaltmak için ekserji veriminin artırılması gerekmektedir.

### 1.1. Çalışmanın Önemi

Tarımda, kimya ve gıda sektöründe ürünlerin uzun müddet veya kısa aralıklar ile toplandığı/üretildiği yere yakın yerlerde özel hijyenik koşullar altında tazeliklerini ve özelliklerini korumaları açısından düşük sıcaklıklarda muhafaza edilmeleri gerekmektedir. Bu amaçla bu ürünleri saklayacak depoların ve soğutma sistemlerinin oluşturduğu tesisler kurulmaktadır.

Konu gıda sanayisi olduğunda, Türkiye'nin tarım ülkesi rağmen ihracat seviyelerinin oldukça düşük olması ülkenin enerji politikası ile ilgili olduğu söylenebilir. Bunun bir sebebi dondurulmuş ve soğukta muhafaza usullerinin birim maliyetlerinin düşürülememesidir. Buna rağmen, dünyada hızla gelişen dondurulmuş gıda sektör, bozulabilir tarımsal ve hayvansal ürünlerin kalite kaybının önlenmesinde ve ürün akışının sağlanmasında bir araç olarak kullanılan soğuk hava tesislerinin sayısının artmasına ve bir alt sektör haline gelmesine yol açmıştır

Soğuk hava tesislerinin kurulum ve işletme giderleri ürünlerin maliyetleri açısından dezavantaj oluşturmaktadır. Söz konusu kurulum ve işletme giderleri bazı hususlar göz önüne alınarak minimize edilmelidir. Kurulum maliyetleri bir kenara bırakılırsa, tesisin çalışan, bakım ve enerji giderleri en önemli harcamalarını oluşturacaktır. İyi bir yönetici tesisin kuruluş aşamasından sonra yukarıda saydığımız en önemli üç harcamayı en düşük değerlerinde tutmak için sürekli araştırma yapılmalıdır.

Bu çalışmada elde edilen sonuçlar ile bir soğuk hava tesisinin enerji giderleri optimize edilebilir. Azalan enerji giderlerinin hem üreticiye hem de tüketiciye ve hatta ülke ekonomisine olumlu geri dönüşleri olacaktır. Ayrıca yeni soğuk hava tesislerinin tasarımında ve kurulumunda çalışan mühendisler çalışma kapsamında elde edilen sonuçları en baştan hayata geçirebilirler. Enerji ve ekserji açısından en iyi şekilde optimize edilmiş bir tesis hem tasarlایana hem de kullanıcıya ileriki durumlarda büyük faydalar sağlayacaktır. Son olarak da yapılan çalışma ve analizlerin enerji ve ekserji konusunda çalışanlara kaynak olabilir.

### 1.2. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı

Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin korunumunu ifade eder. Dolayısıyla enerji dönüşümleri sırasında enerjinin bir şekilden diğerine dönüşebilir fakat toplam enerji her zaman sabit kalır. Yani enerji varken yok, yokken var edilemez. Ancak enerji şekil değiştirebilir. Termodinamik sistemler enerji dönüştürme sistemleridir. Ve enerjinin bir kısmını yararlı işe dönüştürebilir. Enerji verimi olarak tanımlanan bu kavram sistemlerin analizleri konusunda yeterli değildir.

Termodinamiğin ikinci yasası ise, enerjinin kalitesi olduğunu ve gerçek hal değişimlerinin enerji kalitesinin azalması yönünde olacağını ifade eder. Enerjinin kalitesini veya iş yapma

potansiyelini sayısal olarak ifade etme çabaları ekserji adı verilen bir özelliğin tanımlanmasını sağlamıştır. Ekserji, enerjinin işe çevrilebilme potansiyeli olarak tanımlanır ve bir kaynaktan elde edilebilecek maksimum işi ifade eder. Bir hal değişimi sırasında kaybedilen iş potansiyeli tersinmezlik veya ekserji kaybı olarak tanımlanır. Bilimsel çalışmalarda sıklıkla karşılaşılan ekserji terimi endüstriyel işletmelerde üretim kalitesi ve miktarının düşüşüne yol açmadan bir hizmet veya ürün miktarı başına enerji tüketiminin azaltılması olarak yorumlanabilir. Dolayısıyla ekserjiden bahsederken aslında bir tip enerji verimliliğinden bahsettiğimizi belirtmemiz gerekir.

Literatürde enerji ve ekserji analizleri uygulanan birçok çalışma yer almaktadır. Mafi et al (2009) çalışmalarında tipik bir olifin tesisinde kullanılan düşük sıcaklıkta kademeli kaskad soğutma sistemleri için ekserji analizi yapmışlardır. Etilen ve propilen soğutma çevrimleri bileşenlerinin ekserji analizi uygulamışlardır. Yaptıkları çalışmada toplam ekserji yok oluşu ve ekserjitik verimini %43,45 olarak belirlemişlerdir. Benzer bir çalışmada Tirandazi et al (2010) tarafından etan ve ağır hidrokarbon geri dönüşüm sisteminde uygulanmıştır. Soğutucu akışkan olarak propan kullanılan bir soğutma çevrimi ekserjitik açıdan incelenmiş COP 1,87 olarak belirlemişlerdir. Berhane et al (2010) ise H<sub>2</sub>O-LiBr absorpsiyon sisteminin ekserjitik verimi bularak, ulaşılabilir maksimum performansı hesaplanmıştır. Arezou Niksiar et al (2009) enerji ve ekserji analizleri gaz sprej soğutma sistemine uygulanmışlardır. Yapılan çalışmada yüksek enerji verimliliğine rağmen tersinmezlikler ve ısı, kütle transferi entropi üretimi sonucunda ekserjitik verimi çok düşük bulunması ekserjitik verimin önemini bir kez daha göstermiştir. Giovanni Di Nicola et al (2005) düşük sıcaklık çalışma sıvısı olarak CO<sub>2</sub> ve HFC kullanılan kaskad soğutma çevriminin ve farklı HFC ile çalışan kaskad soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmışlardır.

Nicola et al (2010) tarafından yapılan benzer bir çalışmada yüksek sıcaklık sıvısı olarak amonyak kullanmışlardır. Çalışma sıvısı amonyakla yapılan bir diğer çalışma Erik Korfitsen et al (1998) tarafından endüstriyel ısı pompaları üzerine yapılmış COP değerleri belirlenmeye çalışılmıştır. Morosuk et al (2009) çalışmasında buhar sıkıştırırmalı bir soğutma çevrimi kullanarak farklı soğutucu akışkanların ( R-125, R-134a, R-22 VE R-717, R500, R407C ) ekserjitik verimini incelemiş bu çalışmayı yaparken sistem bileşenlerinin ideal olduğunu kabul ederek ekserji yok oluşlarını belirlemeye çalışmışlardır. Yapılan çalışmalarda ekserjitik yok oluşu azaltmaya yönelik proseslerde amonyak en düşük değere sahip olduğu bulunmuştur. Bingming et al (2009) amonyakla CO<sub>2</sub> kaskad çevrimini tek ve iki kademeli NH<sub>3</sub> sistemi ile karşılaştırmışlar ve NH<sub>3</sub>-CO<sub>2</sub> kaskad sisteminin COP değerinin düşük sıcaklıkta uyguladıklarında diğer sistemlerden daha iyi olduğunu öne sürmüşlerdir. Kompresyon sistemi için R-717, R-22 ve R-134a ve absorpsiyon sistemi için amonyak-su karışımı akışkan olarak seçilen diğer bir konbine soğutma sistemi çalışması yapmışlardır. Buhar absorpsiyonunu jeotermal enerji ile sağlayan Kairouani et al

(2006) sistemini enerji tüketimi ve gaz emisyonu azaltma noktasında iyi bir alternatif çözüm olduğunu öne sürmüşlerdir.

Bu çalışmada soğuk depolama tekniklerinde sıklıkla kullanılan iki kademeli buhar sıkıştırmalı amonyaklı soğutma çevrimine enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır. Soğuk depolar tarımsal bölgelerde, süpermarket, pastane, şarküteri vb. işletmelerde gıda ürünlerinin muhafazasını sağlarken, hastaneler, laboratuvar ve kimya endüstrisinde uygun çalışma şartları sağlamak için farklı boyut ve ölçülerde kullanılmaktadır. Söz konusu ekserji kavramı bir soğuk hava tesisine uygulanmıştır. Teknik olarak sistemdeki elemanların kayıplarından yola çıkarak tüm sistem için ekserji ve maliyet analizlerinden elde edilen sonuçlar kullanılarak yorumlanmıştır. Sistemin analizinden elde edilen yorumlar kullanılarak sistemin daha verimli hale gelebilmesi için iyileştirmeler önerilmiştir. Bu iyileştirmelerin mevcut tasarımlarda mühendisleri değişikliğe itebileceği düşünülmektedir.

## 2. ENTEGRE SOĞUK HAVA TESİSLERİ

Soğuk hava tesisleri, gıda, kimya ve sağlık sektöründe ürünlerin depolama sürelerini uzatmak için kurulan, yalıtımlı soğuk hava depolarını, soğutma makinalarını, evaporatörleri ve kondensörleri kapsayan yapılardır. Duvarlarında ve çatılarında yalıtım için poliüretan köpük dolgulu paneller kullanılır. Bu tesislerde mevcut olan soğutma sistemlerinde, soğutucu akışkan olarak genelde freon ve amonyak kullanılır. Tesislerde genel olarak merkezi sistem soğutma sistemi kurulabildiği gibi, her soğuk odaya özel bireysel soğutma sistemi de uygulanabilir. Kimyasal ürünler vb. birçok uygulama için kullanılan soğuk hava tesislerinde soğuk depolarda muhafaza edilecek ürünler, özellikle gıda sektöründe, soğuk depolara yerleştirilmeden önce belli işlemlerden geçirilerek, şoklama ve hızlı soğutma proseslerine girer.

Ürünleri depolayacak soğuk hava tesisleri olabilecek en iyi şartlarda tasarlanıp kurulmalıdır. Depolama sırasında tesisin kurulacağı bölgenin iklimi en önemli faktördür. Bölgenin iklimi ve çalışma koşullarına göre tesisin teknik özellikleri tasarım aşamasında belirlenmelidir.

Soğuk hava tesislerinin depolama sıcaklıkları, tasarımda bir diğer önemli etkidir. Soğukta muhafaza edilecek ürünlerin kontrolsüz donmaları sonucu yapılarında % 80 den fazla su bulunan yaş sebze ve meyvelerin hücre zarları çatlar, daha sonra bu normal sıcaklıklara getirildiklerinde çoğu özellikleri kaybolur ve ticari değerlerini yitirirler. Bu yüzden yaş sebze ve meyvelerin depolama sıcaklığı donma derecelerinin 1 veya 2°C üstünde olmalıdır. Depolama sıcaklığı ürünün niteliği ve depolama süresine göre değişim gösterirken, bu sıcaklık genelde 1°C derece ile 10°C derece arasındadır.

Ayrıca ürünlerde aşırı bir su kaybı olmaması için depoların nem oranı çok iyi ayarlanmalıdır. Bazı hayvansal gıda ürünleri için depolama sıcaklıkları, nem oranları ve depolama süreleri Tablo 2.1'de verilmiştir

**Tablo 2.1** Bazı Hayvansal Gıda Ürünleri İçin Depolama Koşulları

	<b>Depolama Sıcaklığı (°C )</b>	<b>Depo Nemi (%)</b>	<b>Depolama Süresi</b>
Et Ürünleri	-1.7- 0	90-95	1-4 Hafta
Süt Ürünleri	0-4	65-85	2-24 Hafta
Su Ürünleri	-1-2	80-100	5-20 Gün
Yumurta	-20 - 0	80-95	20 Hafta

Tesislerdeki soğutma işlemi basit olarak şu şekilde gelişir; öncelikle buharlaşma sıcaklığı çok düşük olan soğutucu akışkan kompresörde sıkıştırılır bu esnada sıcaklığı ve basıncı artar, daha sonra kesinlikle dış ortamda yerleştirilmiş bulunan kondenserlerde (ısı değiştiriciler) soğutucu akışkanın sıcaklığı alınır. Daha sonra kısılma vanasında basıncı buharlaşma basıncına kısılır. Buradan evaporatörlere gönderilir. Basıncı düşüşüne uğramış ve genişmiş soğutucu akışkan fanlar yardımı ile ortam ısını emer ve depolardaki soğutma işlemi gerçekleşir.

Bir soğuk hava tesisi projelendirilirken depolanacak hammadde türü, yatırımcının ekonomik gücü, teknik uygunluk ve pazar büyüklüğü göz önünde bulundurulmalıdır. Projelendirmede soğutucu akışkan, muhafaza şartları ve tesis kapasitesi dikkate alınarak en uygun şekilde seçilmelidir. Aşağıda tesisin projelendirilmesi sırasında dikkat edilecek hususlar özetlenmiştir.

- Tesisin, üretim ve tüketim alanlarına olan mesafesi
- Bölgede, tesise alt yapı oluşturacak diğer kuruluşların varlığı
- Tesisin kurulacak zemininin jeolojik durumu
- Tesisin binalarının konumu
- Binalar inşa edilirken uygulanacak teknik
- Depoların büyüklüğü
- Soğutma makinaları ve depoların tesisin içindeki konumu
- Ürün taşınması ya da boşaltılması sırasında kullanılacak koridorların genişliği
- Soğutma harici kullanılacak diğer makinaların varlığı ve özelliği
- Soğutma makinalarının kapasiteleri ve özellikleri

Entegre soğuk hava tesislerinde kapasitelerine göre değişen farklı işlemler ve işlem aşamalarına rastlamak mümkündür. Gıda ürünleri için soğukta saklama ve dondurarak saklama yöntemlerinden uygun olan yöntem seçilerek işlem yapılır. Depolama şartlarının diğer bir belirleyicisi ise istenilen depolanma süresidir. Gıda ürünlerinin depolama koşulları ve süreleri Türk Standartlarında belirlenmiştir.

### **2.1. Ölçümlerin Yapıldığı Soğuk Hava Tesisi**

Kütahya ilinde 2006 yılında Entegre Soğuk Hava Tesisi 18500 m<sup>2</sup>'lik arazi üzerinde, 8000 m<sup>2</sup> kapalı alanda kurulmuştur. Tesiste her biri 250 ton depolama kapasitesine sahip 8 ürün muhafaza odası mevcuttur. Tesis toplam 2000 ton depolama kapasitesine sahiptir. 750 m<sup>2</sup> ürün

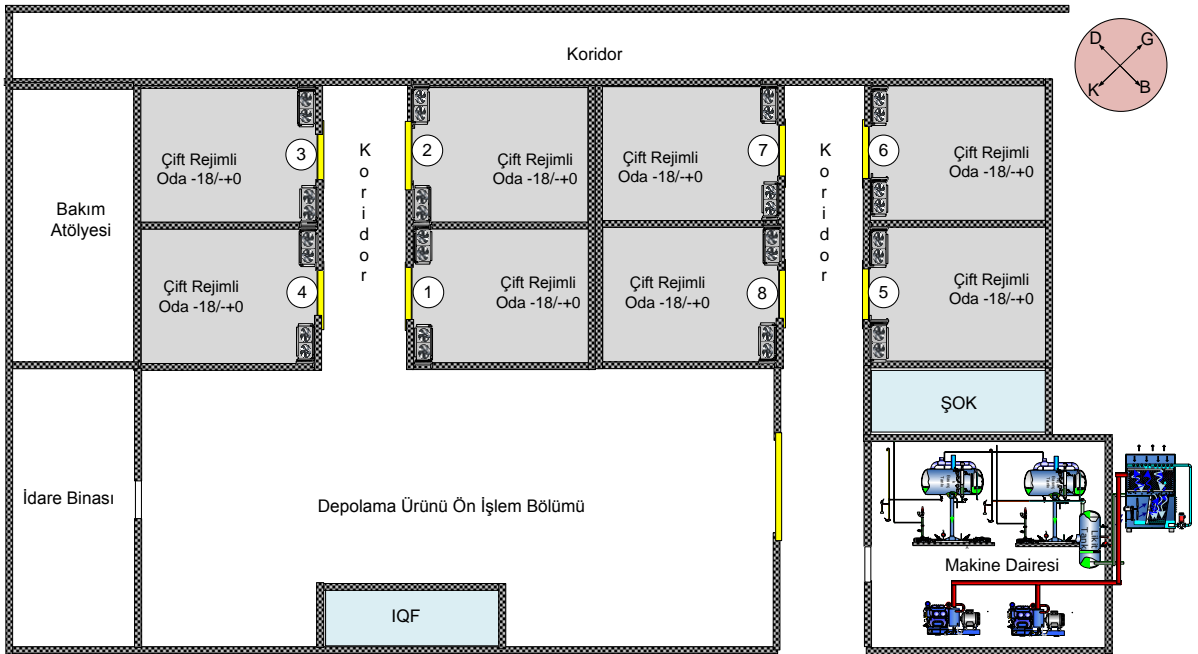


işleme bölümü mevcut olup, yılda 600 ton şoklanmış meyve işleme kapasitesine sahiptir. Tesiste vişne, çilek, kiraz, kayısı, incir, erik ürünleri işlenmekte, tüm gıda ürünlerinin muhafaza işlemi de gerçekleştirilmektedir (kutahya. tarimkredi. org. tr, 2012). Entegre soğuk hava tesisinin fotoğrafı Şekil 2.1’de verilmiştir.



**Şekil 2.1** Entegre Soğuk Hava Tesisi

Soğuk hava deposunda toplam 8 adet hem artı ve hem eksi sıcaklıklarda çalışmaya uygun çift rejimli oda ve bir adet şok odası mevcuttur. Soğuk odaların numaralandırılması ve yerleşim planı Şekil 2.2.’de gösterilmiştir.



**Şekil 2.2** Entegre Soğuk Hava Tesisi Kapalı Yerleşim Planı

Tanesel yapıya sahip ürünlerin taneler halinde dondurulması işlemi, işletmede bulunan IQF sistemiyle yapılırken bütün halde dondurularak saklama işlemi uygulamaları ise şok tüneline gerçekleştirilmektedir. Dondurarak depolamada, işlem sıcaklığı genel olarak  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$  'de bir yıla kadar uzayan sürelerde gerçekleştirilebilir. Soğukta muhafaza ise işlem sıcaklığı ürüne göre değişiklik gösterirken genel olarak  $0^{\circ}\text{C}$ 'nin üzerindeki sıcaklıklarda kısıtlı süreler için uygulanabilmektedir.

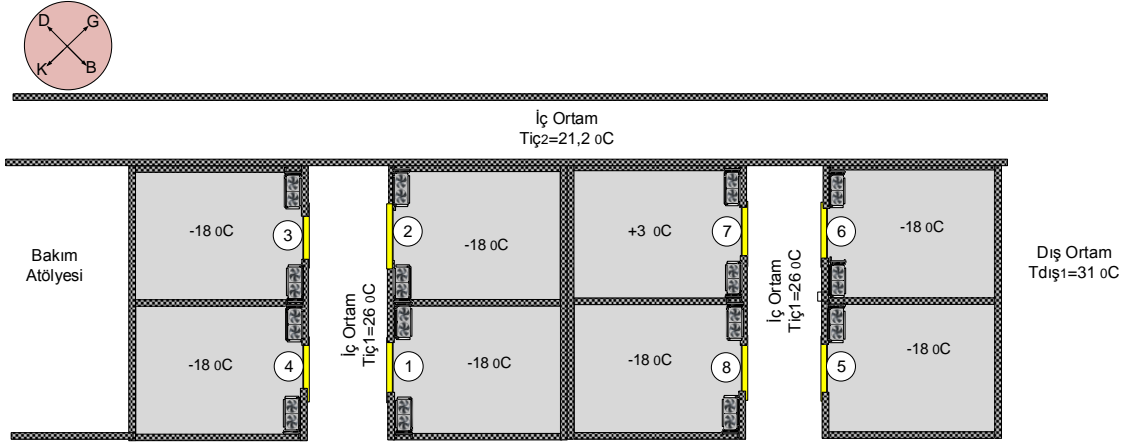
Soğuk hava tesisinde bulunan tüm odaların ölçüleri aynı olup  $11 \times 11\text{ m}$  alanında ve yüksekliği  $7\text{ m}$  ölçülerinde panel kullanılarak yapılmıştır. Yalıtım ve kilit sistemiyle inşaat malzemesi olarak kullanılan paneller iki tarafı galvaniz sac ile kaplanmış poliüretan malzemedendir.

Farklı ebatlarda üretilen soğuk oda panelleri seçimi bölgeye ve çalışma sıcaklıkları referans alınarak yapılmaktadır. İlk kurulum aşamasında yapılan hesaplamalarda kritik yalıtım kalınlığı ve maliyet hesapları da göz önünde bulundurulmalıdır. Sistemde kullanılan paneller soğuk odalarda  $150\text{ mm}$ , işletme binası ve ürün işleme bölümünde ise  $100\text{ mm}$  kalınlığa sahiptir. Ayrıca kapılar için  $2,5 \times 3\text{ m}$  ölçülerinde sürgülü soğuk oda kapıları kullanılmıştır.

## **2.2.Ölçümler Sırasında Soğuk Hava Entegre Tesisin Çalışma Şartları**

Soğuk depolarda taze ve donmuş olarak muhafaza edilecek ürünlerin depolama düzenleri ve depo şartları üründen ürüne farklılık göstermektedir. Donmuş ürünlerde depo şartları hemen hemen aynı olması farklı ürünleri aynı soğuk oda da muhafazasına imkân verirken, farklı taze muhafaza ürünlerinin bir arada olması beklenmeyen ürün kayıplarına sebep olabileceği için arzu edilmez. Depolama sırasında ürünlerin dizilişleri soğuk hava sirkülasyonu ve dolayısıyla homojen ısı dağılımının sağlanması için önemlidir. Soğuk odaların verimli çalışarak ürün kayıplarını minimuma indirmek ve oda içerisinde yapılması gereken çalışmalar için, soğuk odalarda boş alan bırakılmalıdır. Soğuk odalar için belirlenen kullanım alanı %80'dir.

Ölçümlerin alınması sırasında soğuk hava entegre tesisi mevcut çalışma koşullarında devam etmiştir. Soğuk hava entegre tesisinde mevcut olan çift rejimli odalardan yedi tanesi donmuş muhafaza için  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$  rejiminde, bir tanesi ise  $\pm 0^{\circ}\text{C}$  rejiminde çalışmaya ayarlanmıştır. Deneyle ilgili yapıldığı sırasında dış ortam hava sıcaklığı  $30^{\circ}\text{C}$ , hol ve ürün işleme bölümü sıcaklıkları ise ortalama  $21,1\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $26\text{ }^{\circ}\text{C}$  olarak ölçülmüştür. Soğuk odaların yerleşimi, çalışma rejimleri ve çevre ortam sıcaklıkları Şekil 2.3. de şekilsel olarak verilmiştir.



**Şekil 2.3** Ölçümler Sırasında Ayarlanan Soğuk Oda Çalışma Ve Çevre Hava Sıcaklıkları

Soğuk hava entegre tesisinde bulunan soğuk odaların ayarlanan çalışma rejimlerinde oluşan oda sıcaklıkları ayarlanan çalışma rejim sıcaklıklarından daha düşük olduğu ölçülmüştür. Odaların sıcaklıkları ve depolanan ürün tablo halinde Tablo 2.2.'de verilmiştir.

**Tablo 2.2** Soğuk Odaların Çalışma Şartları ve Ürün Miktarları

Soğuk Oda No	1	2	3	4	5	6	7	8
Ürün Adı	Vişne	Vişne	Çilek	Çilek	Çilek	Peynir	Peynir	Vişne
Muhafaza Şekli	Donmuş	Donmuş	Donmuş	Donmuş	Donmuş	Donmuş	Taze	Donmuş
Miktarı	150 ton	200 ton	160 ton	100 ton	80 ton	120 ton	120 ton	100 ton
Muhafaza Sıcaklığı	-18 <sup>0</sup> C (-20,1 <sup>0</sup> C)	-18 <sup>0</sup> C (-20 <sup>0</sup> C)	-18 <sup>0</sup> C (-20,3 <sup>0</sup> C)	-18 <sup>0</sup> C (-20 <sup>0</sup> C)	-18 <sup>0</sup> C (-20 <sup>0</sup> C)	-18 <sup>0</sup> C (-20 <sup>0</sup> C)	+3 <sup>0</sup> C (0,3 <sup>0</sup> C)	-18 <sup>0</sup> C (-20 <sup>0</sup> C)
Oda Nem Miktarı	%90	%90	%90	%90	%90	%90	65%	%90

### 2.3. Entegre Soğuk Hava Deposu Soğutma Çevrimi

Bugün için genellikle Ters Carnot çevrimine göre çalışan soğutma devreleri soğutucu akışkan olarak amonyak kullanılan soğutma çevrimleri;

- Tek kademeli soğutma devreleri
- Çift kademeli soğutma devreleri,

- Çok kademeli soğutma devreleri,
- Kas-Kad sistem çift kademeli soğutma devreleri,

olmak üzere dört farklı grup halinde sınıflandırılabilir (Yalçın ve diğerleri, 2008).

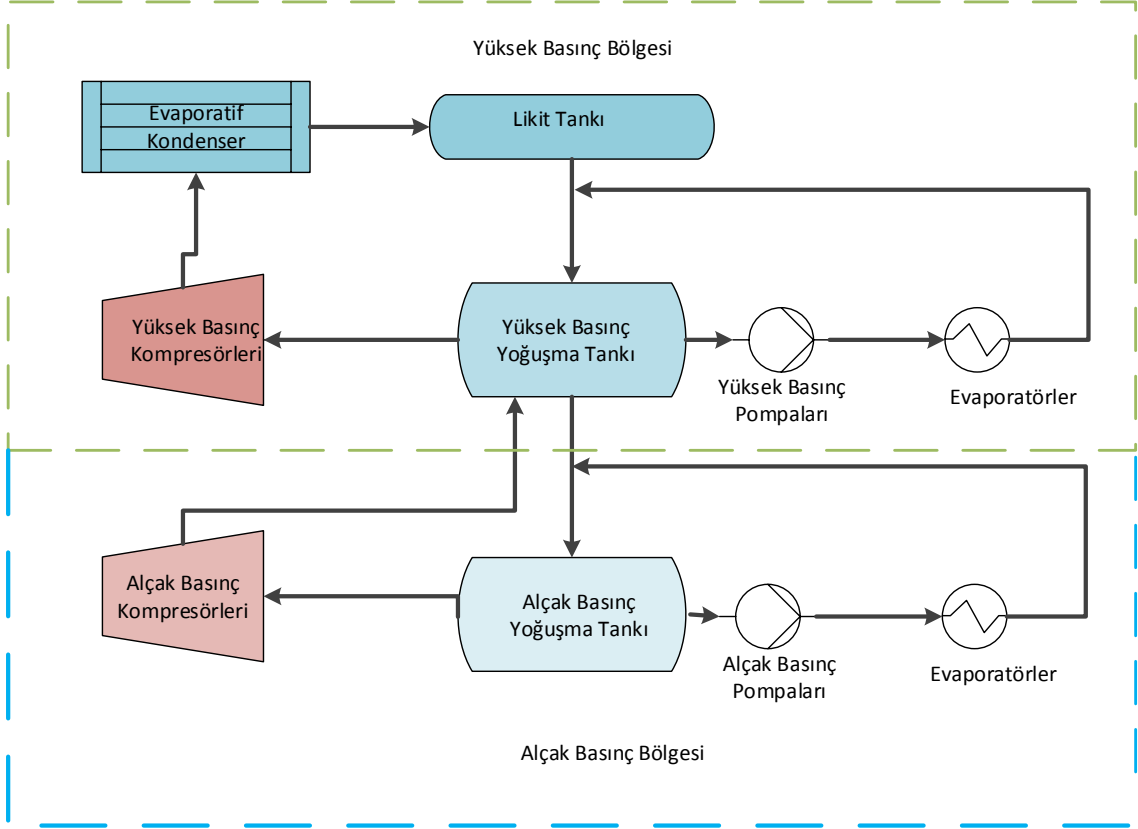
Soğutma yükünün artması kompresörden istenen sıkıştırma oranlarını, sıkıştırma oranlarının artması çalışma sıcaklıklarının artmasına sebep olur. Bu da soğutma kompresörlerinin daha verimli çalıştırılması için çok kademeli sıkıştırma ile çalışan soğutma sistemin kullanımını kaçınılmaz hale getirir. Ölçümlerin yapıldığı soğuk hava entegre tesisinde iki kademeli buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi tesis edilmiştir. Tek kademeli soğutma çevrimi 0 °C ve üzeri değerlerdeki odalar için gerçekleştirilebilmesinin yanında -18 °C ile donmuş muhafaza odaları için kademeli soğutma çevrimi devreye alınabilmektedir.

Soğutma sisteminde yer alan soğutma elemanları ile gerçekleştirilen kademeli soğutma çevriminde, soğutucu akışkan olarak kullanılan amonyak paralel çalışan iki adet yüksek basınçlı kompresörde, kondenser basıncına sıkıştırılır. Kızgın buhar halinde yüksek basınç kompresörlerinden evaporatif kondensere gelen amonyak sabit basınçta su ve hava ile ısısını çevre havaya vermeye zorlanır. Evaporatif kondenser çıkışında sıvı ya da doymuş sıvı-buhar fazında olan soğutucu akışkan likit tankına gelir. Likit tankından basınç ve sıcaklık regülasyon valfi yardımıyla yüksek basınç yoğuşma tankını basınç ve sıcaklığına düşürülen soğutucu akışkan tanka boşalır.

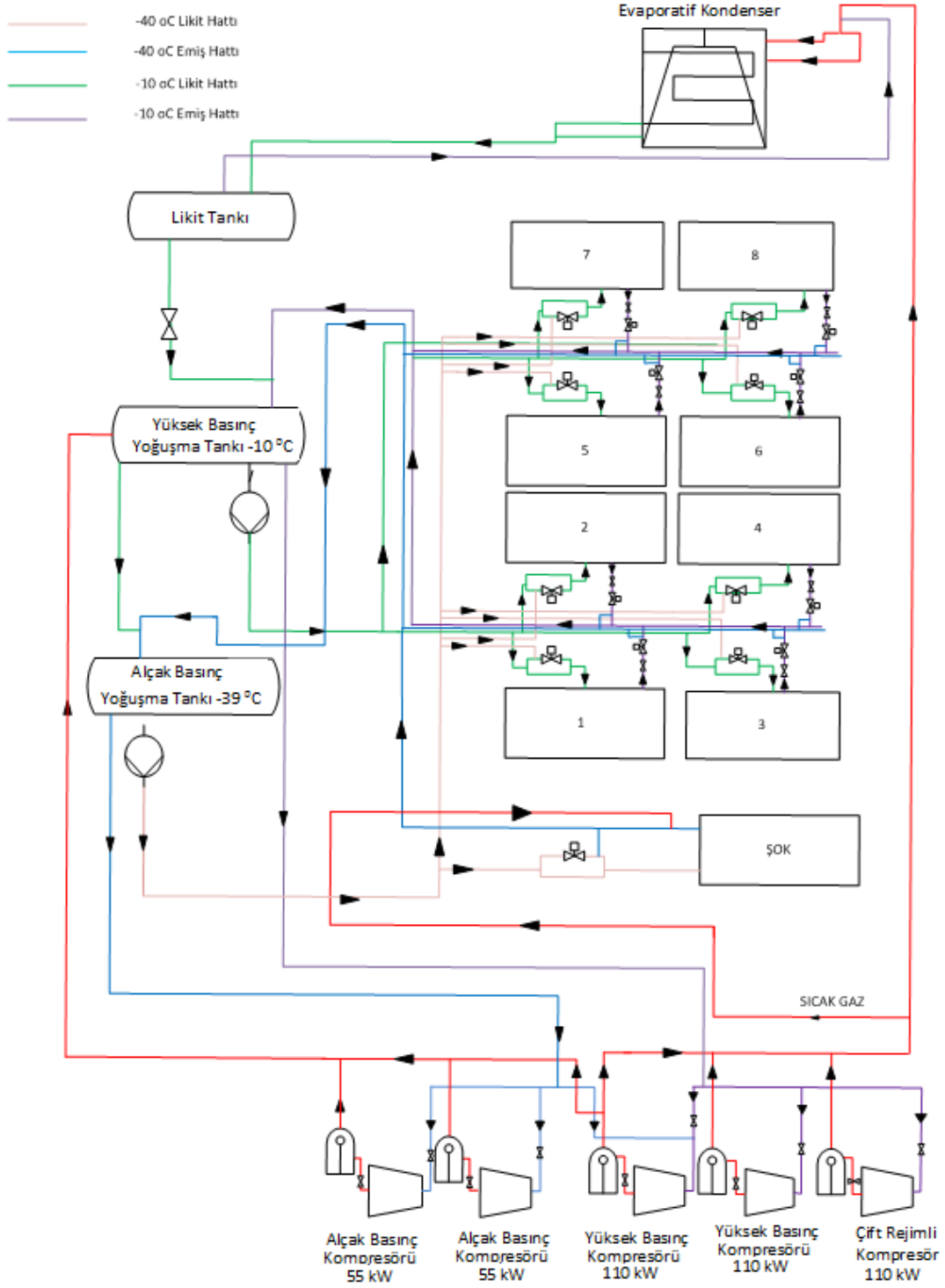
Yüksek basınç yoğuşma tankında, doyma sıcaklık ve basıncında bulunan soğutucu akışkan doymuş sıvı - buhar fazındadır. Yüksek basınç yoğuşma tankında buhar fazında bulunan akışkan yüksek basınç kompresörlerini besler. Soğutucu akışkanın bir kısmı alçak basınç yoğuşma tankını beslemek üzere tanktan ayrılır ve basınç sıcaklık regülasyon valfinden geçerek alçak basınç yoğuşma tankının basınç ve sıcaklığına gelir. Sıvı fazında bulunan akışkanın bir kısmı ise amonyak pompalarına akar. Amonyak pompası sıvı fazındaki soğutucu akışkanı basınçlandırarak evaporatörlere gönderir. Evaporatör girişinde çap daralması, basınç sıcaklık regülasyon valfleri ve solenoid valf ile kütleli debisi, basıncı ve sıcaklığı ayarlanan soğutucu akışkan evaporatörlere girer. Fan ile zorlanmış taşınım ve iletim yoluyla ortamdaki ısıyı çekerek buhar veya sıvı-buhar fazında evaporatörden çıkan soğutucu akışkan basınç ve sıcaklık regülatörlerinden ve solenoid valflerden geçerek yüksek basınç yoğuşma tankının sıcaklık ve basıncına düşürüldükten sonra yüksek basınç yoğuşma tankına geri döner.

Alçak basınç yoğuşma tankı, yüksek basınç yoğuşma tankı ve alçak basınç kompresörü arasında çalışır. Yüksek basınç yoğuşma tankından ve evaporatörlerden dönen soğutucu akışkanın gaz fazında bulunan kısmı, alçak basınçlı kompresörleri besler. Sıvı fazı ise amonyak pompasına ilerleyerek pompada basınçlandırılır. Basıncı arttırılan soğutucu akışkan alçak

basıncı evaporatörlere iletim hattıyla iletilir. Şekil 2.4'te soğutma sistemi akış şeması ve çalışma basınç bölgeleri, Şekil 2.5'te ise entegre soğuk hava tesisinin soğutma çevrimi Visio programı kullanılarak çizilmiştir.



**Şekil 2.4** Soğutma Çevriminde İş Akış Şeması ve Çalışma Basıncı Bölgeleri



Şekil 2.5 Entegre Soğuk Hava Tesisinin Soğutma Çevriminin Termodinamik Devresi

## **2.4. Soğutma Sistemi Devre Elemanları Ve Özellikler**

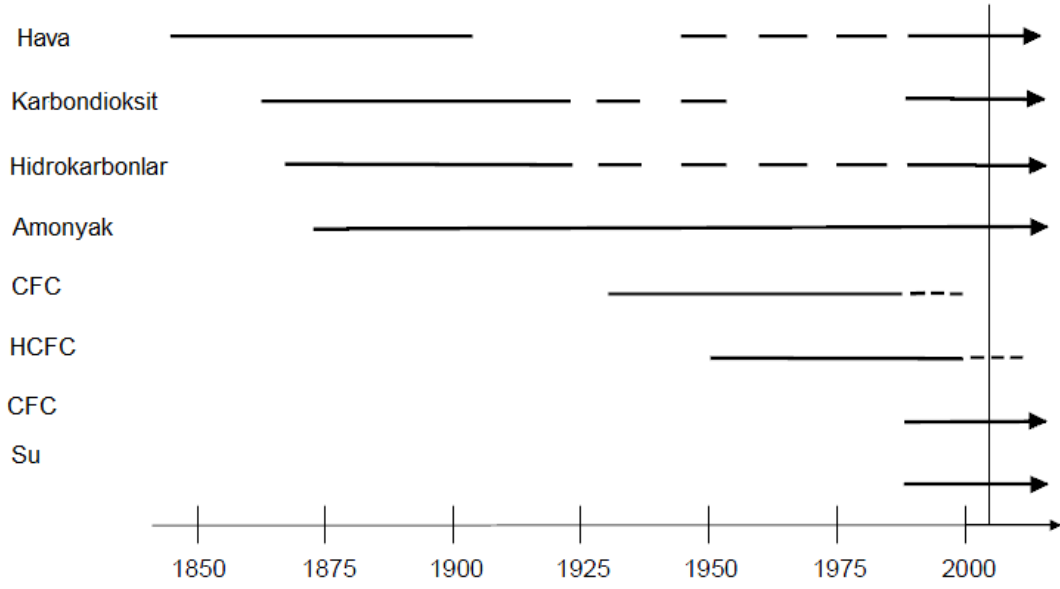
Soğutma sisteminde iki tane yüksek basınç kompresörü iki tane alçak basınç kompresörü, bir tane çift rejimli kompresör, kompresörler için bir tane kafa soğutma su pompası, alçak basınç yoğuşma tankı, yüksek basınç yoğuşma tankı, iki alçak iki taneside yüksek olmak üzere dört tane amonyak sirkülasyon pompası, evaporatif kondenser, her bir soğuk odada iki ve işletmede bulunan soğuk odalarda toplam on dört tane amonyak evaporatörü ve çok sayıda solenoid valf, sıcaklık ve basınç regülasyon valfleri, çek valfler, emniyet valfleri ve açma kapama valfleri mevcuttur. Soğutma sisteminde soğutucu akışkan olarak kullanılan saf amonyak (R-717), soğutma elemanlarının soğutulmasında su (R-718) kullanılmaktadır. Ayrıca kompresörlerde soğutma yağı mevcuttur.

### **2.4.1. Soğutucu Akışkanlar**

Soğutma çevriminde esas olan ısının düşük sıcaklıktaki soğutulmak istenen ortamdan alınarak, yüksek sıcaklıktaki ortama taşınmasıdır. Isının taşınma işlemi, soğutucu akışkan tarafından evaporatörde faz değişimi sırasında ortamdan ısı çekmesi ve kondenserde ise faz değişimi ile ortama ısı vermesi ile gerçekleşir.

Isı taşınmasında ileten görevi gören soğutucu akışkanın ekonomik ve zararsız olarak çalışabilmesi için bazı fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip olması gerekmektedir.

Bu şartları sağlayabilen soğutucu akışkan araştırmaları 1900'lerin başında fluokarbon soğutucularla başlayan tarihsel gelişimi, günümüzde değişen ihtiyaçlar ve çevreye olan etkileri ile farklı boyutlara taşınmıştır. Şekil 2.6'da soğutucu akışkanların tarihsel süreci verilmiştir. (Refrigeration, 2003)



**Şekil 2.6** Soğutucu Akışkanlar Ve Tarihsel Kullanımları

#### 2.4.1.1. Amonyak (R-717)

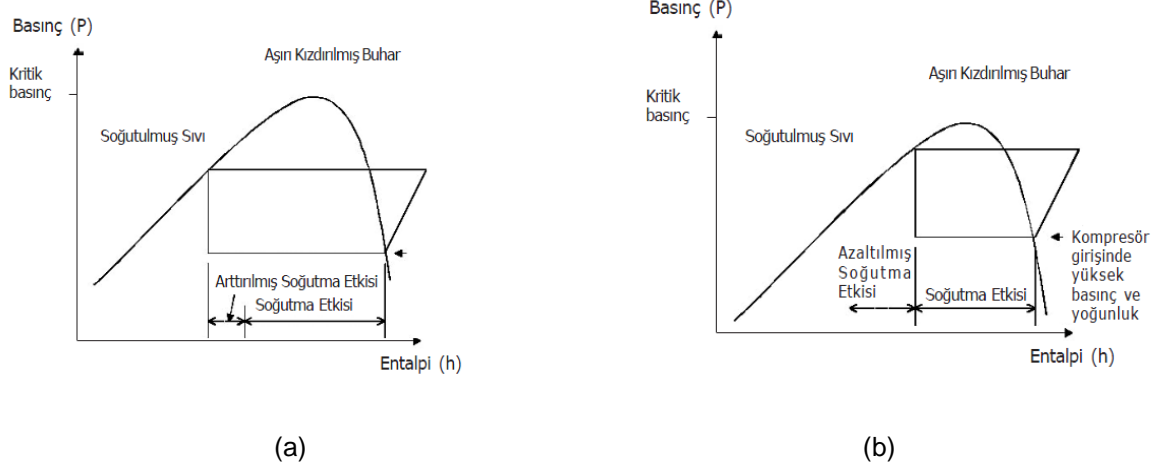
Soğutma sisteminde önemli ve büyük ölçüde ısı alışverişi; kondenserde basınçlı gazdan ısı alınarak yoğuşturulması sırasında ve bir de evaporatörde, basıncı kısılma işleminde düşürülerek ısıya aç hale gelen sıvı soğutkanın buharlaşması sırasında ısı alması -soğutma yapması- şeklinde olmaktadır. Ayrıca, kompresörde sıkıştırma-basınçlandırma işlemi yapılırken harcanan sıkıştırma enerjisi de soğutucu akışkanın ısı tutumunu (entalpiyi) arttırmaktadır (Özkol, Beşinci Baskı)].

Sistemde soğutucu akışkan olarak kullanılan saf amonyak bugün, fluokarbon ailesinin dışında geniş ölçüde kullanılmaya devam edilen tek soğutucu akışkandır. Entegre soğutma sisteminin kademeli ve kademesiz soğutma çevriminde soğutucu akışkan olarak sadece R-717 çevrimde dolaşmaktadır. Piyasaya arzında saf amonyak olarak adlandırılan, kimyasal formülü  $NH_3$  olan soğutucu akışkan R-717'nin sistemdeki miktarı 4500 kg'ın üzerindedir. Tesiste, soğutma çevriminde kullanılan amonyak sistemde kaçaklar olması ya da sistemin bakıma alınması durumunda, soğutma sistemi durdurularak likit tankından soğutucu akışkan şarjı yapılmaktadır.

Amonyak gazı normal sıcaklıkta basınç uygulandığında kolaylıkla sıvılaşır, buharlaşma ısısının yüksek (327 kcal/g ) oluşu ve buhar özgül hacminin de oldukça düşük olması sistemde dolaştırılması gereken akışkan miktarının düşük seviyede olmasını sağlar (karalsoğutma, 2012).



Ayrıca kritik nokta sıcaklığının yüksek olması soğutma etkisini dolayısıyla verimi artırır. Bu sebeple endüstride soğutucu akışkan olarak yaygın kullanıma sahiptir. Şekil 2.7.'de soğutucu akışkanların kritik nokta değerlerinin soğutmaya etkisi gösterilmiştir (Keogh, 2005).



**Şekil 2.7** (a) Yüksek Kritik Noktalı Soğutucu Akışkan, (b) Düşük Kritik Noktalı Soğutucu Akışkan

Ticari soğutma sistemlerinde yapılan çalışmalar incelendiğinde en yaygın kullanıma sahip olan soğutucu akışkanların R-12, R-22, R-134a R-152a, R-290, R-717 ve R-744 olduğu görülmektedir. Bu soğutucu akışkanlar için kritik basınç ve sıcaklık değerleri EES programı kullanılarak hesaplanmış Tablo 2.3'de verilmiştir. Soğutucu akışkanlar arasında en yüksek kritik nokta değerlerine ve dolayısı ile en iyi buharlaşma entalpisine R-717'nin sahip olduğu görülmektedir.

**Tablo 2.3** Yaygın Olarak Kullanılan Soğutucu Akışkanların Kritik Nokta Değerleri

	<b><u>Kritik Sıcaklık</u></b> <b><u>(°C)</u></b>	<b><u>Kritik Basınç</u></b> <b><u>(bar)</u></b>	<b><u>Buharlaşma</u></b> <b><u>Entalpisi (kJ/kg)</u></b>
<b><u>R-12</u></b>	112	41,14	136,9
<b><u>R-22</u></b>	96,3	49,89	122,6
<b><u>R-134a</u></b>	101	40,59	233,1
<b><u>R-152a</u></b>	113,3	45,2	467,9
<b><u>R-290</u></b>	96,68	42,47	572
<b><u>R-717</u></b>	132,3	113,3	1173
<b><u>R-744</u></b>	30,98	73,77	-184,5

Soğutucu akışkan R-717'nin yüksek çalışma verimlerinin yanı sıra bulunabilme kolaylığı ve maliyetinin düşük oluşu endüstride yaygın kullanımını beraberinde getirmektedir. Amonyak soğutucu akışkan olarak kullanıldığında ANSI/ASHRAE Standart 34'de çeşitli soğutma grupları için karışımları gösteren soğutkan numaralama sisteminde, R-717 inorganik bileşikler sınıfında yer almaktadır. Soğutucu akışkanların Emniyet sınıflandırması açısından bakıldığında B2 grubunda yer alan R-717 düşük seviyede yanıcılık ve yüksek seviyede zehirlilik özelliği göstermektedir. (Bulgurcu ve diğerleri, 2008)

Soğutucu akışkanların kullanımıyla ilgili protokoller çerçevesinde soğutucu akışkanlardan beklenen çevresel özellikler düzenlenmiş ve bu özelliklerden "Ozon Aşındırma Potansiyeli" (ODP), Global Isınma Potansiyeli (GWP) en az olan soğutucu akışkanların kullanımına kademeli olarak geçiş yapılmaya devam edilmektedir.

R-717 inorganik ya da diğer deyişle doğal bir akışkandır. Ozon aşındırma potansiyeli sıfırdır (ODP=0) ve küresel ısınmaya doğrudan etkisi çok düşük seviyededir (GWP<1) (KASAP ve diğerleri, 2011) . R-717'nin işletme değerleri tablo halinde Tablo 2.4.'de verilmiştir.

**Tablo2.4** R-717 işletme Değerleri

Kritik Sıcaklık (°C)	Kritik Basınç (bar)	Emniyet Sınıfı	ODP	GWP	Fiyatı	Kullanılan miktar
132,3	113,3	B2	0	GWP<1	1,3 €/kg	>4500 kg

Akışkan R-12 baz alınarak yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkanların fiyat katsayıları Tablo 2.5.'te yer almaktadır (frigotekniksoğutma.com, 2012).

**Tablo 2.5** Yaygın Olarak Kullanılan Soğutucu Akışkanların Fiyat Katsayıları

R-12	R-22	R-134a	R-152a	R-717	R-290 (Propan)	R-744 (CO <sub>2</sub> )
1	1,5	3-5	1	0,2	0,4	0,1

#### 2.4.1.2. Su (R-718)

Ticari sistemlerde kullanılan soğutma çevrimlerinden buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevriminde soğutucu akışkan olarak ve absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde absorbent olarak su kullanılır. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde kullanılan soğutma sistem elemanlarının çalışma sıcaklıklarını düşürerek genel sistem verimini artırmak ve çevrim sırasında oluşan aşırı ısıyı uzaklaştırmak için oldukça yaygın bulunan R-718 yani su kullanılır. R-718, soğutma sistemindeki mekanik elemanların istenilen çalışma sıcaklıklarında tutulabilmesi maksadıyla kullanılabilir. Yaygın ve maliyetinin düşük olması kullanımını artırırken tesisin su kaynakları yakınında kurulması soğutma sistem maliyetlerini oldukça düşürmektedir. Su kaynağı yakınlarında olmayan tesislerde şehir şebeke suyu kullanarak soğutma işlemini gerçekleştirmektedir. R-718 maliyeti oldukça düşük olmasına rağmen suyun içinde bulunan mineraller zamanla yüzeylerde birikir ve ısı alışverişini azaltır. Bu durum soğutkan olarak R-718 kullanılan elemanlarda belirli periyotlarda bakıma alınması gerekliliğini beraberinde getirir. Ölçümlerin yapıldığı entegre soğuk hava sisteminde kullanılan kafa soğutmalı kompresörlerde ve evaporatif tip kondenserde soğutma işlemi için R-718 kullanılmaktadır.

R-718, amonyak gibi inorganik soğutucu akışkanlar grubuna girmektedir. Su buharının moleküler ağırlığı 18.015 g'dır. 1 Atm basınçtaki kaynama sıcaklığı 99.974°C'dir. Kritik sıcaklığı 647,3 K, kritik basıncı 22,09 MPa ve kritik yoğunluğu 322 kg/m<sup>3</sup>'tür (Atalay, 2011).

#### 2.4.1.3. Soğutma Yağı

Yüksek kapasiteli tesislerde istenilen soğutma yükü artmasıyla kompresörden beklenen iş miktarı da artar. Kompresörde çıkılacak yüksek sıkıştırma oranları ve yüksek çalışma sıcaklıkları demektir. Kompresörde ulaşılan yüksek çalışma sıcaklıklarının kompresör parçaları üzerinde oluşturacağı etkiyi ve çalışma sıcaklığını azaltmak için kompresör karterine çalışma yağı ilave edilir.

Kompresörde sıkıştırma işlemi/çalışma sırasında yağlama yağının üç ana görevi vardır.

- 1) Birbirine temas ederek hareket eden aksamın sürtünmesini azaltmak, kayganlığı arttırmak, aşınmayı yavaşlatmak,
- 2) Sıkıştırılan soğutucu gazın silindirlerden kartere kaçışını azaltmak, perdelemek, sızdırmazlık sağlamak, ayrıca dönel şaft körüğünden (açık tip kompresör) ve valf klapelerinden gazın sızmasını önlemek,
- 3) Sürtünme dolayısıyla meydana gelen ısıyı oluşturduğu yerden taşıyıp ısı birikimini ve dolayısıyla sıcaklıkların yükselmesini önlemektir (Özkol, Beşinci Baskı).

Soğutma sisteminin kompresöründe kullanılacak çalışma yağının soğutucu akışkanla uyumlu çalışması oldukça önemlidir. Kullanılacak yağın seçimi yapılırken sistemde dolaşacak olan soğutucu akışkan ve karterdeki yağın uyumlarına bakılarak seçim yapılabilir. Ayrıca kompresör üreten firmanın önerdiği yağı kullanmak verimi artıracak gibi, sistem ömrünü de uzatmaktadır. Soğutkan cinslerine göre kompresörde kullanılacak yağlama yağı gurupları Tablo 2.6'da gösterilmiştir (Özkoç, Beşinci Baskı).

**Tablo 2.6** Soğutkan Cinslerine Göre Kompresörde Kullanılacak Yağlama Yağı Gurupları

Soğutkan Cinsi	Kimyasal Formül Veya karışım	Yağlama Yağı Grubu	Soğutkan Cinsi	Kimyasal Formül Veya Karışım	Yağlama Yağı Grubu
CFC12	CC12F2	M;MA;A;POE	HFC 134a	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	Ester
CFC 502	R-22/115	M;MA;A; POE	HFC 152a	CH <sub>3</sub> FCF <sub>2</sub>	Ester
HCFC 22	CHC1 F2	M;MA;A;POE	HFC 125	CHF <sub>p</sub> -CF	Ester
HCFC 401A	R-22/152A/124	MA;A;POE	HFC 143a	CH-CF <sub>q</sub>	Ester
HCFC 401B	R-22/152a/124	MA;A;POE	HFC 32	CH <sub>9</sub> -F <sub>9</sub>	Ester
HCFC 402A	R-22/125/290	MA;A;POE	HFC 404A	R143a/125/134a	Ester
HCFC 402B	R-22/125/290	MA;A;POE	HFC/KLEIT	R32/125/134a	Ester
HCFC 403A	R-22/218/290	MA;A;POE	R-717	NH <sub>3</sub>	M;PAO;PAG
HCFC 403B	R-22/218/290	MA;A;POE	R-290	CIHR	M;PAO;PAG
HCFC/FX56/57	R-22/142b/124	MA;A;POE	R600A	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	M;PAO;PAG
M : Mineral Yağlar MA : Mineral + Alkyl benzene A : Alkyl benzene gurubu POE : Polyol ester gurubu PAO : Poly alpha olefin gurubu PAG : Poly glycol gurubu					

Soğuk hava entegre tesisinde kullanılan kompresör üretici firma tarafından kompresörde ISO V 68 soğutma yağı kullanılması önerilmektedir. ISO V 68 soğutma yağının özellikleri Tablo 2.7'de tablo halinde verilmiştir.

**Tablo 2.7** ISO V 68 Kompresör Soğutma Yağı Özellikleri

<u>ISO Viskozite Derecesi</u>	68
<u>Yoğunluk</u>	0,877 gr/cm <sup>3</sup>
<u>Renk</u>	1,5-2,0
<u>Kinematik Viskozite 100°C'de</u>	10 mm <sup>2</sup> /s
<u>Kinematik Viskozite 40°C'de</u>	68 mm <sup>2</sup> /s
<u>Viskozite indeksi</u>	132
<u>Akma Noktası</u>	-38°C
<u>Parlama Noktası</u>	238°C

Soğutma yağlarında başlıca aranan özellikler oksidasyon direnci, korozyon direnci ve termal dayanımının yüksek olmasıdır.

#### 2.4.2 Kompresör

Akışkan dolaşımli buhar sıkıştırımalı çevrimler için sistemin kalbi olarak nitelendirilen kompresörler, çok geniş kullanım alanına sahiptir. Bu durum kompresör çeşitliliğini artırmaktadır. Pistonlu kompresörler, paletli dönel kompresörler, helisel vida tipi dönel kompresörler ve santrifüj kompresörler olmak üzere farklı çalışma şartları için üretilmiş kompresörler mevcuttur. ideal bir kompresörde, farklı çalışma yüklerinde çalışabilme, verim ve çalışma kapasitelerinin farklı çalışma yüklerinde sabit kalması, daha az enerji harcayarak daha büyük soğutma kapasitesi sağlaması, maliyetinin düşük ve çalışma ömrünün uzun olması gibi özellikler aranır.

Geliştirilen kompresörler yukarıda sıralanan şartlara giderek daha fazla yaklaşılmaktadır. Ancak bu şartların tamamını sağlayan kompresör bulunmamaktadır. Sistemlerde aranan şartlara en uygun olan kompresör seçilerek kullanılır.

Sistemde kullanılan soğutucu akışkanın özgül hacminin düşük, emme ve basma hatlarının basınç farklarının yüksek olması durumunda, endüstriyel soğutma tesislerinde bakımı ve parça değişimi daha kolay olan yarı hermetik pistonlu kompresörler tercih edilir. Entegre soğutma sistemleri incelendiğinde, oluşan kompresör çalışma sıcaklıkları su soğutmalı kompresör seçiminin gerekliliğini ortaya koymaktadır.

Amonyakla çalışan soğutma sisteminde yüksek basınç kompresörleri yüksek basınç yoğuşma tankından emiş yaparak, soğutucu akışkanı evaporatif kondensere basınçlandırarak

gönderirler. Alçak basınç kompresörleri ise alçak basınç yoğuşma tankı ile yüksek basınç yoğuşma tankı arasında çalışırlar. Çift rejimli kompresör entegre sistemlerde kompresör arızası veya kompresörün bakıma alınması durumunda sistemin çalışmaya devam edebilmesi için yedek olarak tutulabildiği gibi sistemdeki soğuk odaların ve çalışma yüklerinin artması ile yetersiz gelen kompresyon işlemi için devreye dahil edilebilmektedir.

Ölçümlerin yapıldığı Entegre Soğuk Hava tesisinin soğutma çevriminde kullanılan kompresörler, pozitif yer değiştirmeli kompresör grubuna giren kafa soğutmalı pistonlu kompresördür. Soğuk hava deposunda 8WB serisi iki adet 55 kW gücünde alçak basınç kompresörü, 6WB serisi 2 adet 110 kW gücündeki yüksek basınç ve 1 adet 6WB serisi 110 kW gücünde çift rejim kompresörü mevcuttur. Soğutma çevriminde kullanılan kafa soğutmalı pistonlu tip kompresörlerin kafa soğutması, kompresörlerin her birine tek bir pompa ile paralel bağlanmış iletim hatlarından su gönderilerek gerçekleşmektedir. Su pompası 7,5 kW gücündedir. Tesiste bulunan kompresörlerden birinin fotoğrafı Şekil 2.8'de verilmiştir.



**Şekil 2.8** Tesiste Bulunan 110 kW Gücünde, 6 WB Serisi Yüksek Basınç Kompresörü

Ölçümler sırasında sistem sürekli hale geldikten sonra ölçümler alınmıştır. Kompresörlerin sürekli halde çektikleri akım, kontrol panellerinden okunmuş ve güce çevrilerek Tablo 2.8'de verilmiştir.

**Tablo 2.8** Kompresör Çalışma Kapasiteleri Ve Çekilen Güç

<u>Kompresör</u>	<u>Çalışma Kapasitesi (%)</u>	<u>Güç (kW)</u>
Yüksek Basınç Kompresörü I	33	30,090
Yüksek Basınç Kompresörü II	66	53,197
Alçak Basınç Kompresörü I	100	27,797
Alçak Basınç Kompresörü II	100	27,310

### 2.4.3 Yağ Ayırıcı

Kompresörlerde soğutucu akışkanın sıkıştırılması sırasında karterdeki soğutma yağı soğutucu akışkana karışır. Bu yağın sistemin diğer noktalarına taşınmaması için kompresör çıkışına yağ ayırıcı konur (Yalçın ve diğerleri, 2008).

Soğutucu akışkanla karışan yağ soğutma sistemine, viskoziteyi azaltması ve korozyonu önlemesi için az bir kısmının girmesi tercih edilebilir. Ancak çoğunlukla sistem hatlarında yoğunlaşma durumunda tıkanıklık ve sistem elemanları arızaya neden olabilir. Aynı zamanda soğutma yağının karterden uzaklaşması kompresörde yüksek çalışma sıcaklıklarına çıkılmasına ve ciddi kompresör arızalarına yol açar. Bu amaçla soğutucu akışkanının yağdan ayrışması gerekir. Genellikle soğutucu akışkan ve yağın karışmadığı durumlarda sistemlerde sadece kompresör çıkışında yağ ayırıcı yeterli olurken, soğutucu akışkan ve yağın karışması durumunda ikinci bir yağ ayırıcı sisteme ilave edilebilir. İncelenen soğuk hava entegre tesisindeki her bir kompresörün basma hattında bir tane olmak üzere, Ø40\*100 cm ebatlarına sahip toplam beş adet yağ ayırıcı bulunmaktadır. Tesiste bulunan yağ ayırıcılardan bir tanesinin fotoğrafı Şekil 2.9'da verilmiştir.



**Şekil 2.9** Tesiste Bulunan Yüksek Basınç Kompresörüyle Çalışan Yağ Ayırıcısı

Yağ ayırıcılar genellikle basit sistemlerdir ve çalışmaları için mekanik güç gereksinimleri yoktur. Sistemde olduğu gibi karışmayan soğutucu akışkan ve yağ olması durumunda özgül ağırlık farkı prensibiyle çalışan bir yağ ayırıcı sistemi yeterli olmaktadır. Özgül ağırlığı daha yüksek olan soğutma yağı, yağ ayırıcıda dibе çöker ve bir geri besleme hattıyla kompresör karterine geri gönderilir.

Kompresörün çalışması sırasında, yağın viskozitesinin kompresörün etkili biçimde yağlanması için yeterli olduğundan emin olunması önem taşır. Kompresör çıkış sıcaklığı ve basıncı için yağ ve soğutucu karışımının viskozitesi çizelgeden okunur. Okunan değer, kompresörün yağlanması için üretici tarafından önerilen yağın viskozite değeri ile karşılaştırılarak doğrulanır. R-717 soğutucu akışkan için yağlama yağı olarak Mineral Naftenik, Mineral Parafin, PAO/AB (Polyester) yağlayıcılar kullanılır (Mobilindustrial.com, 2013).

#### **2.4.4 Likit Tankı**

Soğutma sistemlerinde istenilen soğutma kapasitesine oranla soğutucu akışkan miktarı değişir. Örneğin ev tipi buzdolaplarında kullanılan soğutucu akışkan miktarları 50 gr civarındadır. Entegre tesislerde ise soğutucu akışkan miktarı tonlarla ifade edilir. Küçük soğutma sistemlerinde kullanılan kondenslerden geçen akışkanın genellikle %100 yoğuşur. İkinci bir faz dengeleme



tankına gerek kalmaz. Ancak büyük soğutma kapasitesine sahip sistemlerde kompresör çıkışında basınç ve sıcaklık çok yüksek değerlere çıkar. Sabit basınçta çalıştığı kabul edilen kondenserde dışarıya ısı verme işlemi sonunda soğutucu akışkanın tamamının likit faza dönüşmesi beklenir fakat bu sağlanamayabilir.

Likit tankı sistemde meydana gelen basınç ve sıcaklık değişimlerini dengeler. Sistemde soğutucu akışkanın herhangi bir sebeple eksilmesi durumunda, eksilen soğutucu akışkanı takviye eder. Likit tankları soğutma gazı depolanmasının gerektiği soğutma sistemlerinde, her türlü soğutma gazı ile kullanılabilir.

Kondenser çıkışında soğutucu akışkan, çalışma şartlarına göre tamamen sıvı yada doymuş sıvı gaz karışımı fazında likit tankına gelir. Kondenserden gelen soğutucu akışkan dinlenmeye bırakılırken likit tankında bekletilerek, basınç ve sıcaklığı sabit hale gelmesi sağlanan sıvı fazındaki soğutucu akışkan yoğuşma tankına gönderilir.

Ölçümleri yapılan sistemdeki likit tankı  $\varnothing 960 \times 6000$  mm ölçülerine sahip olup sistem devredeyken %50 likit ile doludur. Likit tankı sistemde, evaporatif kondenser ile yüksek basınç yoğuşma tankı arasında çalışmaktadır. Tesiste bulunan likit tankı Şekil 2.10'da gösterilmiştir.



**Şekil 2.10** Soğutma Çevriminde Yer Alan Likit Tankının Perspektif Görüntüsü

#### **2.4.5. Basınçlı Yoğuşma Tankları**

Sistemdeki soğutucu akışkan miktarı artınca basınçlı tanklar bir çeşit kısılma vanası görevi görürler. Basınçlı yoğuşma tankları, soğutucu akışkanın basınç altında yoğuşma miktarını

arttırırken, kompresörlere giden akışkanın gaz olmasını sağlar. Soğutma sisteminde bu tanklar alçak ve yüksek basınçta çalışır. Yüksek basınçlı yoğuşma tankı, alçak basınç tarafının kondenseri, alçak basınç yoğuşma tankı ise yüksek basınçlı tarafın evaporatörü gibi kabul edilebilir (YALÇIN ve diğerleri, 2008) .

Soğutma sistemlerinde yer alan basınçlı tanklar evaporatörlere gönderilen soğutucu akışkanın sıvı ve istenilen çalışma şartlarında olmasını sağlar. Ayrıca kompresörlerin ve kondenserin yükünü azaltarak sistemin soğutma kapasitesini arttırır.

Yüksek basınç yoğuşma tankı alçak basınç kompresörlerinden gelen kızgın soğutucu akışkanı yoğuşturarak alçak basınç yoğuşma tankını gönderir. Tank içindeki sıvı fazındaki soğutucu akışkanın bir kısmı  $\pm 0^{\circ}\text{C}$  rejiminde çalışan evaporatörleri besler. Gaz fazındaki soğutucu akışkan ise yüksek basınç kompresörlerine gönderilir.

Alçak basınç yoğuşma tankı, yüksek basınçlı yoğuşma tankı ile alçak basınçlı kompresörler arasında çalışır. Alçak basınç yoğuşma tankında bulunan sıvı fazındaki soğutucu akışkan  $-18^{\circ}\text{C}$  rejiminde çalışan evaporatörleri beslerken, gaz fazındaki akışkan alçak basınç kompresörlerine gönderilir.

Soğutma sistemindeki basınçlı yoğuşma tankları  $\text{Ø}1200 \times 4500$  mm ölçülerine sahip olup sistem devredeyken yaklaşık %30'u sıvı ile doludur. Sistemde bulunan yoğuşma tankları yaklaşık 150 mm kalınlıkta poliüretan malzeme kullanılarak izalasyonla kaplanmıştır. Şekil 2.11'de tesiste bulunan alçak basınç yoğuşma tankı görülmektedir.



**Şekil 2.11** Alçak Basınç Yoğuşma Tankı

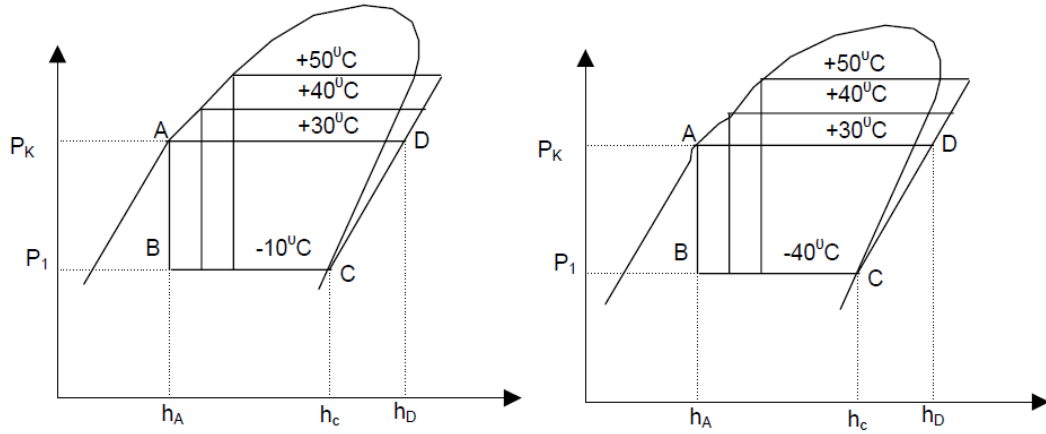
#### **2.4.6. Kondenser**

Kondenser, soğutma sisteminde soğutucu akışkanın evaporatörden aldığı ısı ile kompresördeki sıkıştırma işlemi sırasında, ilave olunan ısının sistemden atılmasını sağlar. Kondenserdeki ısı

alışverişinin 3 safhada oluştuğu düşünülebilir bunlar; Kızgınlığın alınması, yoğuşma ve aşırı soğutmadır. Endüstriyel soğutma sistemlerinde bu aşamaları sağlayabilecek hava soğutmalı, su soğutmalı ve evaporatif tip kondenserler mevcuttur (amonyak. org, 2013).

Hava soğutmalı kondenserler daha düşük soğutma kapasitesi istenen ticari tip soğutucular ve bireysel kullanımlarda fan yardımıyla ısı atımını artırmaktadır. Hava soğutmalı kondenserlerden soğutucu akışkanın sıcaklığının düşürülmesinde daha etkili olan su soğutmalı kondenserler daha çok su potansiyeli olan bölgelerde tercih sebebidir.

Entegre tesislerde soğutma yükü artmasıyla kondensere düşen soğutma yükü doğru orantılı olarak artar sadece hava veya sadece su soğutmalı kondenser yetersiz kalır. Bu çalışma şartlarında hava ve suyun soğutma etkisinin birlikte kullanılmasına ihtiyaç duyulur. Bu prensiplere dayanarak evaporatif kondenserler üretilmiştir. Kondenser çıkış sıcaklıklarının daha yüksek seviyelerde olması Şekil 2.7.'de görüldüğü gibi buharlaştırıcıdaki soğutma etkisini düşürür (Savaş ve diğerleri).



**Şekil 2.12** Soğutma Devrelerinin Çalışma Çevrimleri LnP-h Diyagramları

Son yıllarda artan dondurulmuş gıdalara olan talep sayıca daha fazla ve daha büyük entegre tesislerini de beraberinde getirmekte, bu da daha büyük soğutma yüklerini doğurmaktadır. Sadece hava ya da sadece su ile çalışan kondenserler yeterli olmamakta hava ve su soğutmasının birlikte çalıştığı kondenser tiplerinin kullanılmasını zorunlu hale getirmektedir. Diğer kondenser çeşitlerine göre verimi daha yüksek olan evaporatif kondenserlerin üretiminde kullanılan her mekanik parça bakım süresini ve arıza oranını artırmaktadır. Tesis kurulum aşamasında yatırım maliyet hesapları yapılırken bakım ve arıza maliyetleri de göz önünde bulundurulmalıdır.

Evaporatif kondenserlerde şehir şebeke suyu kullanılan tesislerde soğutma suyu tek dolaşımli halde kullanılabilir. Ya da su soğutma kulesi soğutma sistemi kurularak kapalı çevrim halinde kullanılabilir. Kondenserde ısı kazanarak sıcaklığı artan soğutma suyu R-718, soğutma kulesinde kondenser giriş sıcaklığına kadar soğutulduktan sonra, pompa ile yeniden kondensere gönderilir.

Ölçümlerin yapıldığı tesiste ayrıca bir su soğutma kulesi mevcut değildir. Tek dolaşımli sistem kullanılmıştır. Bu tip evaporatif kondenserlerde R-718, şebekeden kondenserin altında bulunan havuza gönderilir. Kondenserde bulunan su pompasıyla yağmurlama sisteminin yapılacağı hatta basılır. Kompresörden gelen kızgın soğutucu akışkanı taşıyan boruların üzerinden geçirilerek su toplama havuzunda toplanır. Bu işlem sırasında fan soğutulacak ortama hava göndererek hem su damlalarını hem de soğutucu akışkanı soğutur. Hava borulardan ve sudan aldığı ısı ve su buharıyla çevre havaya karışır. Kızgın buhar halinde kondensere gelen soğutucu akışkan sıvı ve ya sıvı- buhar fazında kondenserden ayrılır.

Entegre soğuk hava tesisinde evaporatif tip kondenser tesis dışına çelik platform üzerine monte edilmiştir. Hava ve su soğutmali kondenserde hava soğutması için 3 adet 7,5 kW'lık radyal tip fan, su sirkülasyonunun sağlanması için 4 kW gücünde 115 m<sup>3</sup>/h debiye sahip su pompası ve soğuk dış hava şartlarında soğutma suyunun donmaması için 2 adet 4 kW gücünde su ısıtıcısı mevcuttur. Soğutma çevriminde yer alan ve tesis dışına yerleştirilen evaporatif kondenserin resmi Şekil 2.13'te yer almaktadır.



**Şekil 2.13** Tesis Dışına Yerleştirilen Evaporatif Kondenser

#### 2.4.7. Evaporatör

Bir soğutma sisteminde evaporatör sıvı soğutucu akışkanın alçak basınçta buharlaştırıldığı ve bu sırada bulunduğu ortamdan ısı alarak soğutma isini gerçekleştiren

cihazlardır. Diğer bir ifadeyle evaporatör, ısının ortamdan çekildiği kısımdır. Birçok çeşidi olan evaporatör, kullanım yeri ve yükü göz önüne alınarak seçimi yapılır.

Evaporatörler iki şekilde sınıflandırılır:

- 1) Hava veya su/sıvı/salamura soğutmasına göre doğal hava, cebri hava ve sıvı soğutucu evaporatörler,
- 2) Soğutucu akışkanın evaporatöre verilış biçimine göre kuru genişlemeli ve taşmalı tip evaporatörler[ (Bulgurcu H. , 2009)].

Amonyaklı sistemler için dizayn edilmiş evaporatörler soğuk muhafaza, donmuş muhafaza ve şoklama mahallerinde kullanılmıştır. Çelik lameller dizilerek imal edilen evaporatörler soğuk odalarda tavana monte edilirler. Oda hacmi ve soğutma yüküne göre küçük, orta ve büyük soğuk oda olarak nitelendirilen soğuk depoların küçük olanlarında 1, orta olanlarında 2 ve büyük kapasiteli olanlarda ise 3 ve daha fazla sayıda evaporatör kullanılır. Ölçümlerin alındığı soğuk hava deposunda mevcut olan soğuk odalar orta sınıf olarak nitelendirilmiş ve 2 adet evaporatör kullanılmıştır. Soğutma çevriminde kullanılan evaporatörlerde 2 adet 1,5 kW gücünde aksiyel fan mevcuttur. Soğuk depolarda yer alan evaporatörlerden biri Şekil 2.14'te verilmiştir.



**Şekil 2.14** Soğuk Odalarda Yer Alan Çift Fanlı Evaporatör

#### **2.4.8. Pompa**

Entegre soğuk hava tesislerinde kompresör yüklerini ve basınç oranlarını azaltmak için kullanılan ara soğutucu tanklar evaporatörleri besler. Bu dolaşım tankın yerine bağlı olarak doğal

dolaşım olabildiği gibi büyük alana sahip entegre soğuk hava tesislerinde soğutucu akışkanın sirkülasyonunu sağlamak ve evaporatörlerin soğutma verimini arttırmak için (aşırı besleme ile) pompalar kullanılabilir. Sıvı akışkanın dolaşımının istendiği bütün sistemlerde kullanılan pompalar kullanım amacı ve basınçlandırılacak olan akışkanın termodinamik özelliklerine göre farklı tipleri mevcuttur.

Soğutma sisteminde hermetik sirkülasyon amonyak pompaları yüksek ve alçak basınç yoğunlaşma tankının altına ikişer adet yerleştirilmiştir. Soğuk odaların çalışma sıcaklıklarına göre istenilen debiyi sağlamak için bir veya paralel bağlanmış olan iki pompa devreye girmektedir. Yüksek basınç tankı ile çalışan amonyak pompaları 10 kW gücünde iken alçak basınç tankı ile çalışan amonyak pompaları 9,5 kW gücündedir. Yüksek basınç amonyak pompalarının birinin görüntüsü Şekil 2.15'te gösterilmiştir.



**Şekil 2.15** 10 kW Gücündeki Yüksek Basınç Amonyak Pompası

Ölçümlerin yapıldığı sırada iki adet alçak basınç tankı amonyak pompası ve bir adet yüksek basınç tankı amonyak pompası devreye alınmıştır. Alçak basınç tankı amonyak pompası  $-18^{\circ}\text{C}$  rejimindeki soğuk odaların ve işletme bölümünün evaporatörlerini, yüksek basınç tankı amonyak pompası  $+0^{\circ}\text{C}$  rejimindeki soğuk oda ve koridor evaporatörü beslemektedir.

#### **2.4.9 Yardımcı Soğutma Devre Elemanları**

Soğutma sistemlerin soğutma yükü artışıyla kullanılan soğutma sistemi yardımcı devre elemanları çalışma çeşitliliği ve eleman sayısı artar. Küçük soğutma kapasitesine sahip cihazlarda kısımla işlemi için genellikle kılcal boru yeterli olur. Büyük soğutma kapasitesine sahip



sistemlerde genişleme valfleri, servo ve direk operatörlü solenoid valfler, basınç ve sıcaklık regülatörleri ve vb. yardımcı soğutma elemanları kullanılır. Ayrıca kontrolsüz basınç yüklemesi ile oluşabilecek hasarları ortadan kaldırmak için emniyet valfleri, akışkanın yönünü stabilitesi için çek valfler, işletmenin bakıma alınması ve farklı sebeplerle sistemin durdurulması gereksinimi kapama valfleri kullanılmasını gerektirir.

Sistemde emniyet valfi, çek valfler ve açma kapama valfleri mevcuttur. Bu elemanlar ve iletim hattında meydana gelebilecek kayıplar sistemdeki termodinamiksel açıdan incelenen noktalar arasında kalan en yakın soğutma sistem elemanının içinde alınmıştır.

Entegre soğuk hava tesisinde yer alan pilot operasyonlu basınç ve sıcaklık regülasyon valfleri, likit tankı ile yüksek basınç yoğuşma tankı arasında, yüksek basınç yoğuşma tankı ile alçak basınç yoğuşma tankı arasında tek başına kullanılmıştır. Evaporatörlerin giriş ve çıkışlarında ise solenoid valfle bir grup halinde kullanılmıştır. Evaporatör çıkışında bulunan valfler Şekil 2.16'da gösterilmiştir.



**Şekil 2.16** PM1 Serisi Regülasyon Valfi ve Solenoid Valf

Basınç sıcaklık regülasyon valfi manuel kontrollü olup, çok küçük basınç farklarında devreye girebilmektedir.

Evaporatör girişinden önce ise servo kontrollü solenoid valfler evaporatöre gereken soğutucu akışkan miktarını düzenlemek için sistemde kullanılmıştır. Evaporatör girişinde olan çap daralması ve solenoid valf birlikte çalışarak soğutucu akışkanın kısma işlemini gerçekleştirir. Servo kontrollü solenoid valf 10 W güç ile çalışmaktadır.

#### 2.4.10. İletim Hattı

Amonyaklı soğutma çevriminin iletim hattında kullanılabilen farklı alaşımlı borular mevcuttur. Soğutma sistemi kuran firmaların bazıları ithal özel alaşımlı boruları kullanırken diğer bir kısmı ise çelik boruları tercih etmektedir. Üzerinde çalıştığımız sistemde 50 bar hidrostatik sızdırmazlık testi ile tahribatsız muayenelerden geçirilen TS EN 10255 standartlarına göre üretilmiş orta seri olarak adlandırılan borular kullanılmıştır. İletim hattı standartları tablosu Tablo 2.9.'de verilmiştir.

**Tablo 2.9** İletim Hattı Üretim Aralıkları

TS EN 10255 Orta Seri

Belirtilmiş Dış Çap <sup>a</sup> D (mm)	Dış Boyutu <sup>a</sup> R	Dış Çap		Et Kalınlığı T (mm)	Çıplak borunun birim Uzunluğunun kütlesi	
		En Az (mm)	En Çok (mm)		Düz Uçlu	Soketli
					(kg/m)	(kg/m)
21. 3	½	21,8	21,0	2,6	1,21	1,22
26. 9	¾	27,3	26,5	2,6	1,56	1,57
33. 7	1	34,2	33,3	3,2	2,41	2,43
42. 4	1¼	42,9	42,0	3,2	3,10	3,13
48. 3	1½	48,8	47,9	3,2	3,56	3,60
60. 3	2	60,8	59,7	3,6	5,03	5,10
76. 1	2½	76,6	75,3	3,6	6,42	6,54
88. 9	3	89,5	88,0	4,0	8,36	8,53
114. 3	4	115,0	113,1	4,5	12,2	12,5
139. 7	5	140,8	138,5	5,0	16,6	17,1
165. 1	6	166,5	163,9	5,0	19,8	20,4

Soğutucu akışkanın düşük sıcaklık değerinde olduğu bütün iletim hatları yalıtım malzemesi ile kaplanmıştır. Ticari sistemlerde oldukça yaygın olan ve soğuk hava tesisinde de kullanılan izolasyon yönteminde, saç levhalarla boru hatları ve tanklar belirli bir mesafe bırakılarak kaplanır. Levha ile kaplama işleminden sonra kaplanan eleman ile levha arasındaki bölüme poliüretan sıvı olarak enjekte edilir. Sistemde bulunan iletim hatları yaklaşık 100 mm kalınlıkta izolasyonla kaplanmıştır. Bu izolasyon işlemi soğutma sistemindeki kayıpları oldukça azaltmaktadır.



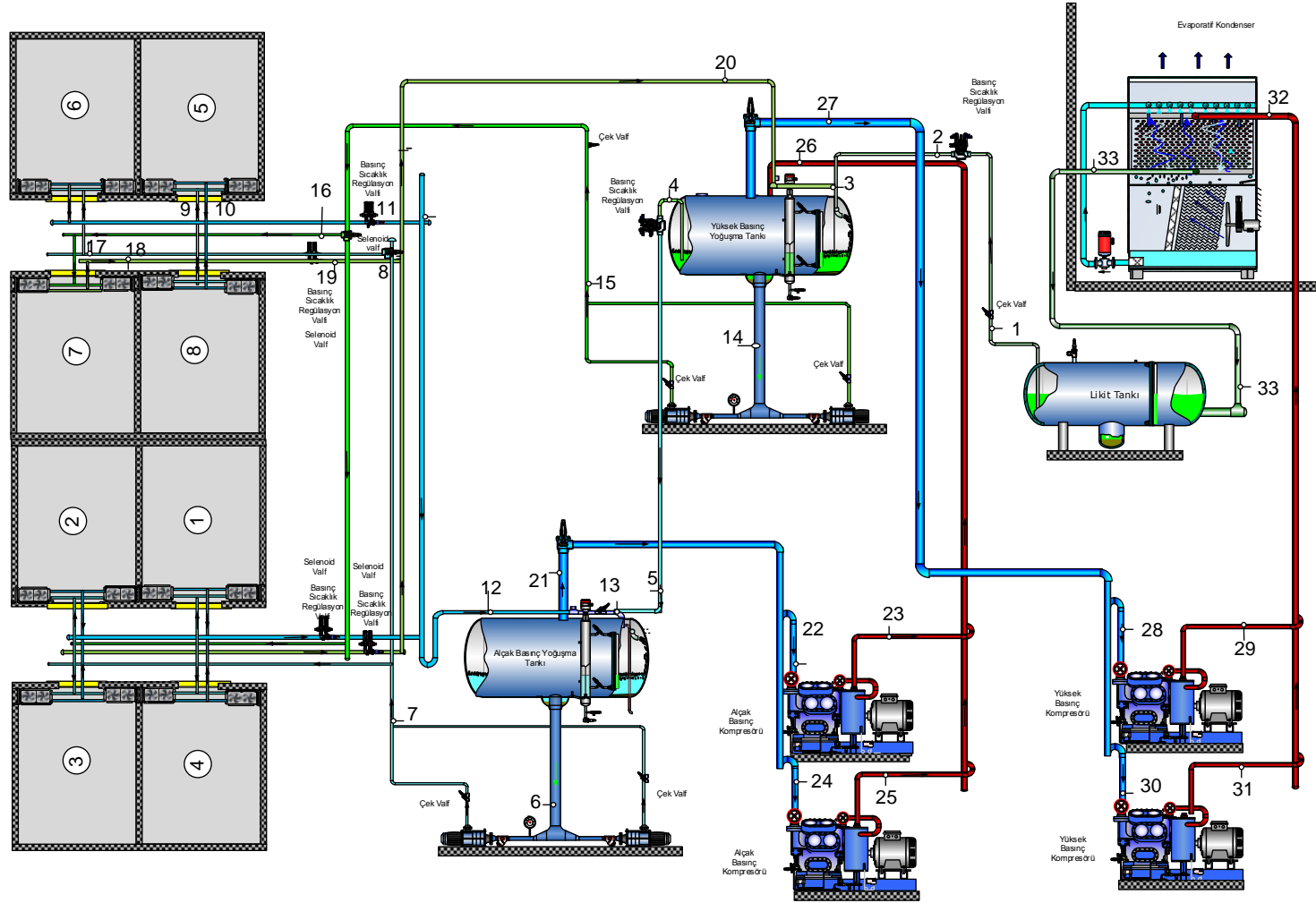
### 3.Ölçümler

#### 3.1. Sıcaklık, Basınç Ölçüm Noktaları ve Ölçüm Cihazları

Soğuk hava tesisinde çeşitli noktalarda sıcaklık, basınç ve debi ölçümleri yapılmıştır. Soğutma devre elemanlarının giriş ve çıkışlarında, toplam 33 noktada sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Sıcaklık ölçümü T tipi termočiftler sistem üzerinde bulunan ölçüm cihazlarının ve vanaların yerine yerleştirilerek yapılmış sistem kararlı duruma geldiği andaki ölçüm sonuçları masa tipi ALMEMO marka bilgi yükleyiciden okunmuştur. ALMEMO marka basınç duygaları (sensör) farklı bağlantı elemanlarıyla sistem üzerine monte edilmiştir. Basınç ölçümleri ısı değıştiricilerinin çıkışının dışında kalan tüm noktalarda yapılmış sistem kararlı duruma geldiği andaki ölçüm sonuçları yine masa tipi bilgi yükleyici kullanılarak okunmuş ve kaydedilmiştir. Sistem sürekli durumdayken Şekil 3.2'de verilen soğutma sisteminin akış diyagramı ve ölçüm noktalarından ölçümler alınmış ve sonuçları Tablo 3.1'de gösterilmiştir (Danfoss.com). Çalışmalarda alınan debi ölçümlerden bir tanesi Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Ölçümlerde Alınan Sıcaklık Değerlerinden Bir Görüntü

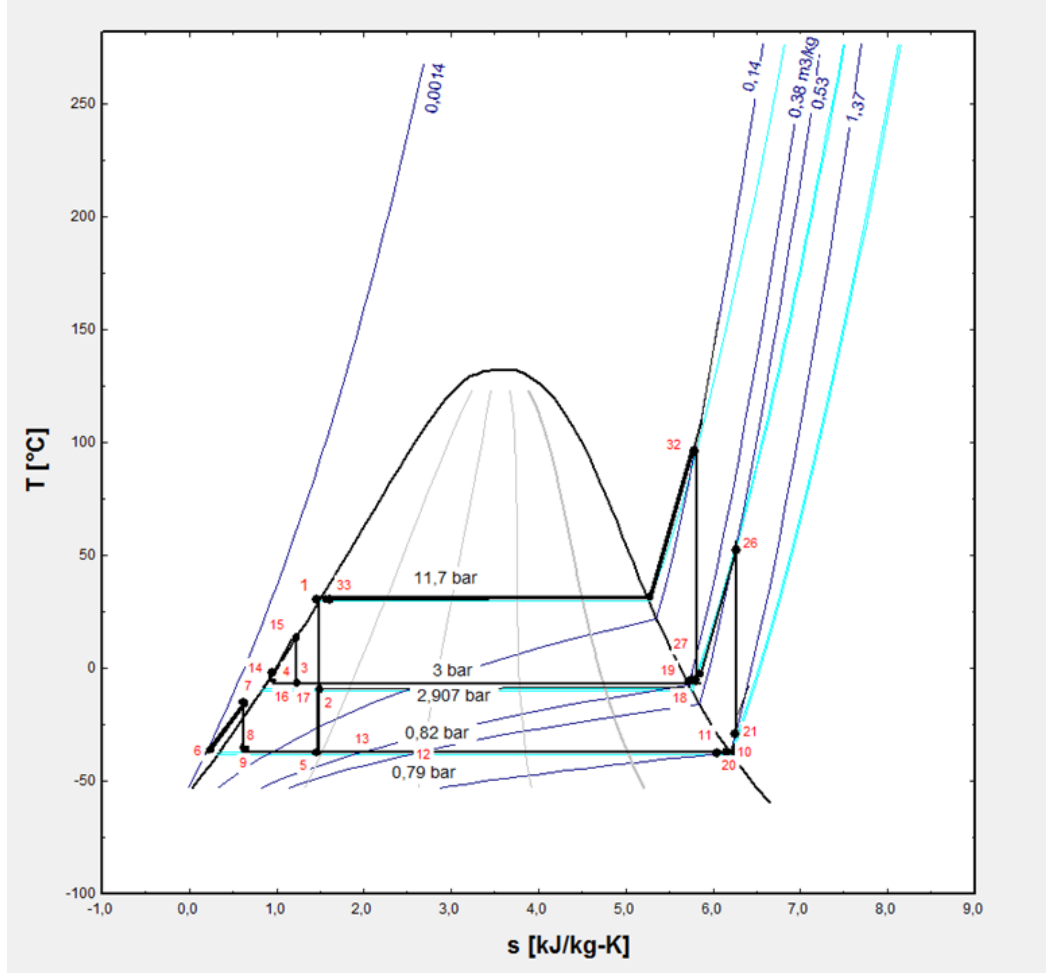


Şekil 3.2 Ölçüm Noktaları

**Tablo 3.1** Ölçüm Noktaları, Basınç ve Sıcaklık Değerleri

Hal No	Ölçüm noktası	T (°C)	P(bar)
0 noktası	Ölü Hal	30,00	0,97
1 noktası	Likit Tankı Çıkışı- Pilot Valf - Solenoid Valf Girişi (30 °C'deki doyma basıncı)	30,00	11,68
2 noktası	Pilot Valf - Solenoid Valf Çıkışı- Yüksek Basınç Tankı Girişi	-9,982	2,91
3 noktası	Yüksek Basınç Tankı Girişi	-10,03	2,91
4 noktası	Yüksek Basınç Tankı Çıkışı - Pilot Valf- Solenoid Valf Girişi	-10,03	2,91
5 noktası	Pilot Valf - Solenoid Valf Çıkışı - Alçak Basınç Yoğuşma Tankı	-37,92	0,8
6 noktası	Alçak Basınç Yoğuşma Tankı Çıkışı -Alçak Basınç Pompa Girişi	-38,00	0,8
7 noktası	Alçak Basınç Pompa Çıkışı	-34,00	2,6
8 noktası	Solenoid Valf Girişi	-34,00	2,6
9 noktası	Solenoid Valf Çıkışı - Evaporatör Girişi (-18°C rejiminde)	-37,45	0,82
10 noktası	Evaporatör Çıkışı (-18°C rejiminde) - Pilot Valf – Solenoid Valf Girişi	-36,00	0,82
11 noktası	Pilot Valf - Solenoid Valf Çıkışı	-38,00	0,8
12 noktası	Alçak Basınç Yoğuşma Tankı Evaporatör dönüş hattı	-37,92	0,8
13 noktası	Alçak Basınç Yoğuşma Tankı Girişi	-37,92	0,8
14 noktası	Yüksek Basınç Tankı Çıkışı -Yüksek Basınç Pompa Girişi	-10,03	2,91
15 noktası	Yüksek Basınç Pompa Çıkışı	2,00	4,78
16 noktası	Solenoid Valf Girişi	2,00	4,78
17 noktası	Solenoid Valf Çıkışı - Evaporatör Girişi ( $\pm 0^\circ\text{C}$ rejiminde)	-9,231	3
18 noktası	Evaporatör Çıkışı ( $\pm 0^\circ\text{C}$ rejiminde) - Pilot Valf – Solenoid Valf Girişi	-8,00	3
19 noktası	Pilot Valf – Solenoid Valf Çıkışı	-8,383	2,91
20 noktası	Yüksek Basınç Tankı Evaporatör dönüş hattı	-9,982	2,91
21 noktası	Alçak Basınç Yoğuşma Tankı Çıkışı - Alçak Basınç Kompresör Hattı Girişi	-17,00	0,8
22 noktası	Alçak Basınç Kompresör Girişi	-17,00	0,8
23 noktası	Alçak Basınç Kompresör Çıkışı	62,3	2,92
24 noktası	Alçak Basınç Kompresör Girişi	-17	0,8
25 noktası	Alçak Basınç Kompresör Çıkışı	62,3	2,92
26 noktası	Alçak Basınç Kompresör Çıkış Hattı -Yüksek Basınç Tankı Giriş	62,3	2,92
27 noktası	Yüksek Basınç Tankı Çıkışı - Yüksek Basınç Kompresör Hattı Girişi	-5,12	2,91
28 noktası	Yüksek Basınç Kompresör Girişi (%33 Kapasite ile Çalışma)	-5,12	3
29 noktası	Yüksek Basınç Kompresör Çıkış (%33 Kapasite ile Çalışma)	104	11,7
30 noktası	Yüksek Basınç Kompresör Girişi (%66 Kapasite ile Çalışma)	-5,12	3
31 noktası	Yüksek Basınç Kompresör Çıkışı (%66 Kapasite ile Çalışma)	104	11,7
32 noktası	Evaporatif Kondenser Girişi	104	11,7
33 noktası	Evaporatif Kondenser Çıkışı	30	11,7
33 noktası	Likit Tankı Girişi	30	11,7

Soğutma sistemi sürekli duruma ulaştığında hesaplanan termodinamik özellikler kullanılarak soğutma sisteminin T-s diyagramı EES (Engineering Equation Solver) programı ile çizilmiştir ve Şekil 3.3'de verilmiştir.



**Şekil 3.3** İki Kademeli Soğutma Çevriminin T-s Diyagramı

Soğutma sisteminin Şekil 3.2'de verilen önemli çevrim noktalarının Tablo 3.1'de yer alan basınç ve sıcaklık değerleri EES (Engineering Equation Solver) programı kullanılarak termodinamik özellikler belirlenmiştir. Belirlenen entalpi, entropi ve özgül hacim değerleri kullanılarak sistem noktalarındaki enerji ve ekserji değerleri hesaplanmıştır. Belirlenen termodinamik özellikler ve hesaplanan değerler Tablo 3.2'de tablo halinde verilmiştir.

**Tablo 3.2** Soğutma Çevriminin Önemli Noktalardaki Termodinamik Özellikleri

Nokta	Basınç P (Bar)	Sıcaklık T (°C)	Entalpi h [kJ/kg]	Entropi s (kJ/kgK)	Özgül Hacim v (m³/kg)	Özgül Enerji e (kJ/kg)	Özgül Ekserji Ψ (kJ/kg)	Kütleli Debi ṁ (kg/s)	Toplam Enerji E (kW)	Toplam Ekserji X (kW)
0	0,97	30	1558	6,66	1,511	1558				
1	11,68	30	341,8	1,488	0,0017	341,8	351,8	0,2973	101,62	104,59
2	2,91	-9,982	341,8	1,543	0,0618	341,8	351,8	0,2973	101,62	104,59
3	2,91	-10,03	305,9	1,406	0,0503	305,9	340,7	0,4579	140,07	156,01
4	2,91	-10,03	153,9	0,8288	0,0015	153,9	363,8	0,218	33,55	79,31
5	0,8	-37,92	153,9	0,8595	0,1286	153,9	354,5	0,218	33,55	77,28
6	0,8	-38	28,02	0,3245	0,0015	28,02	390,8	0,4147	11,62	162,06
7	2,6	-34	45,09	0,3988	0,0015	45,09	386,2	0,4147	18,70	160,16
8	2,6	-34	45,09	0,3988	0,0015	45,09	386,2	0,00955	0,43	3,69
9	0,82	-37,45	45,09	0,4003	0,0168	45,09	385,7	0,00955	0,43	3,68
10	0,82	-36	1415	6,21	1,38	1415	-6,178	0,00955	27,02	-0,12
11	0,8	-38	1415	6,221	1,414	1415	-9,749	0,00955	27,02	-0,18
12	0,8	-37,92	713	3,237	0,695	713	193	0,4147	295,68	80,04
13	0,8	-37,92	520,4	2,418	0,4998	520,4	248,6	0,6327	329,26	157,29
14	2,91	-10,03	153,9	0,8288	0,0015	153,9	363,8	0,1606	24,72	58,43
15	4,78	2	209,3	1,034	0,0016	209,3	357,1	0,1606	33,61	57,35
16	4,78	2	209,3	1,034	0,0016	209,3	357,1	0,01558	3,26	5,56
17	3	-9,231	209,3	1,039	0,0177	209,3	355,6	0,01558	3,26	5,54
18	3	-8	1455	5,758	0,4085	1455	170,5	0,01558	45,34	5,32
19	2,91	-8,383	1455	5,772	0,4211	1455	166,2	0,01558	45,34	5,18
20	2,91	-9,982	239,3	1,154	0,0289	239,3	350,8	0,1606	38,43	56,34
21	0,8	-17	1457	6,393	1,539	1457	-19,49	0,218	317,63	-4,25
22	0,8	-17	1457	6,393	1,539	1457	-19,49	0,109	158,81	-2,12
23	2,92	62,3	1620	6,324	0,55	1620	163,9	0,109	176,58	17,87
24	0,8	-17	1457	6,393	1,539	1457	-19,49	0,109	158,81	-2,12

**Tablo 3.2** Soğutma Çevriminin Önemli Noktalardaki Termodinamik Özellikleri Devamı

Nokta	Basınç P (Bar)	Sıcaklık T (°C)	Entalpi h [kJ/kg]	Entropi s (kJ/kgK)	Özgül Hacim v (m <sup>3</sup> /kg)	Özgül Enerji e (kJ/kg)	Özgül Ekserji Ψ (kJ/kg)	Kütleli Debi ṁ (kg/s)	Toplam Enerji E (kW)	Toplam Ekserji X (kW)
25	2,92	62,3	1620	6,324	0,55	1620	163,9	0,109	176,58	17,87
26	2,92	62,3	1620	6,324	0,55	1620	163,9	0,218	353,16	35,73
27	2,91	-5,12	1453	5,803	0,4276	1453	165,1	0,2973	431,98	49,08
28	3	-5,12	1462	5,785	0,414	1462	169,5	0,0991	144,88	16,80
29	11,7	104	1688	5,861	0,1493	1688	372,6	0,0991	167,28	36,92
30	3	-5,12	1462	5,785	0,414	1462	169,5	0,1982	289,77	33,59
31	11,7	104	1688	5,861	0,1493	1688	372,6	0,1982	334,56	73,85
32	11,7	104	1688	5,861	0,1493	1688	372,6	0,2973	501,84	110,77
33	11,7	30	341,8	1,488	0,0017	341,8	351,8	0,2973	101,62	104,59

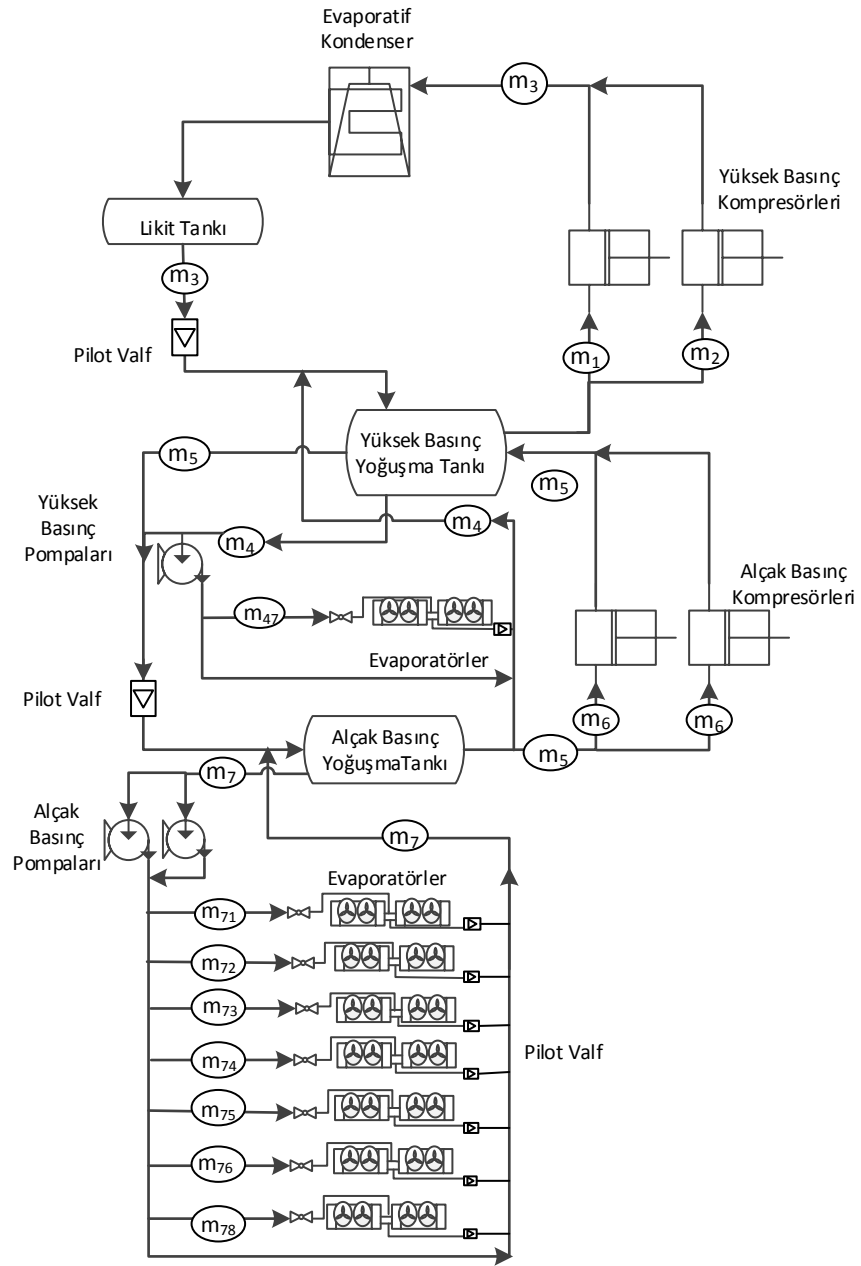
### 3.1.2 Debi Ölçüm Noktaları ve Ölçüm Cihazları

Soğutma devre elemanlarından geçen debi miktarları akışkanın sıvı halde bulunduğu iletim hatlarında ölçülmüştür. Sıvı tankı çıkışı ( $m_3$ ), pompa çıkışları ( $m_4$ ,  $m_6$ ), kısılma vanası öncesi evaporatör girişlerinden  $+0,3^{\circ}\text{C}$  ( $m_{47}$ ) ve  $-20^{\circ}\text{C}$  ( $m_{71}$ ) sıcaklığındaki soğuk odaların iki tanesinde, ve yoğuşma tankı girişinden ( $m_5$ ) olmak üzere toplam 6 noktada debi ölçümü yapılmıştır. Soğutucu akışkanın tamamının sıvı halde olduğu kabul edilmiştir. Sistemde bulunan diğer debiler kütle ve enerji dengesi formüllerinden hesaplanmıştır. Debi ölçümü sistemde bulunan iletim hatlarına KATFLOW 110 serisi ultrasonik debimetrenin transdüzerleri sisteme bağlanmıştır. Sistem kararlı duruma geldiği andaki ölçüm sonuçları masa tipi KATFLOW 110 marka bilgi yükleyiciden okunmuş ve kaydedilmiştir. Sistemde çalışma sırasında oluşan titreşim ve yüksek ses düzeyinin, ultrasonik debimetre ölçüm sonucunu etkilememesi için en uygun çalışma ortamı hazırlanmaya çalışılmıştır. Sistem sürekli durumdayken ölçümler alınmıştır. Çalışmalar sırasında yapılan debi ölçümlerinden bir tanesi Şekil 3.4'te verilmiştir.



**Şekil 3.4** Debi Ölçümleri İçin Kullanılan KATFLOW 110 Serisi Ultrasonik Debimetre

Deneyel çalışmalar sırasında yapılan debi ölçümlerinin ölçüm noktaları ve sisteminin debilerinin indisleri Şekil 3.5'de görülmektedir. Yapılan ölçümlerin sonuçları ise tablo halinde Tablo 3.3'de verilmiştir.



**Şekil 3.5** Debi Ölçüm Noktaları



**Tablo 3.3** Debi Ölçüm Noktaları Ve Değerleri

	Ölçüm Noktası	$\dot{m}$ (kg/s)
m <sub>1</sub>	1. Yüksek Basınç Kompresörü Giriş –Çıkış Debisi ( % 33 )	0,09910
m <sub>2</sub>	2. Yüksek Basınç Kompresörü Giriş –Çıkış Debisi ( % 66 )	0,19820
m <sub>3</sub>	Evaporatif Kondenser Giriş –Çıkış Debisi	0,29730
m <sub>3</sub>	Likit Tankı Giriş –Çıkış Debisi	0,29730
m <sub>4</sub>	Yüksek Basıncılı Amonyak Pompası Giriş –Çıkış Debisi	0,16060
m <sub>47</sub>	7 Numaralı Soğuk Oda Evaporatör Debisi	0,01558
m <sub>5</sub>	Alçak Basınç Kompresörlerinin Toplam Debisi - Yüksek Basınç Tankından Alçak Basınç Tankına Geçen Soğutucu Akışkan Debisi	0,21800
m <sub>6</sub>	1. Alçak Basınç Kompresörü Giriş –Çıkış Debisi	0,10900
m <sub>6</sub>	2. Alçak Basınç Kompresörü Giriş –Çıkış Debisi	0,10900
m <sub>7</sub>	Alçak Basıncılı Amonyak Pompası Toplam Giriş –Çıkış Debisi	0,41469
m <sub>71</sub>	1 Numaralı Soğuk Oda Evaporatör Debisi	0,00955
m <sub>72</sub>	2 Numaralı Soğuk Oda Evaporatör Debisi	0,00955
m <sub>73</sub>	3 Numaralı Soğuk Oda Evaporatör Debisi	0,00955
m <sub>74</sub>	4 Numaralı Soğuk Oda Evaporatör Debisi	0,00955
m <sub>75</sub>	5 Numaralı Soğuk Oda Evaporatör Debisi	0,00955
m <sub>76</sub>	6 Numaralı Soğuk Oda Evaporatör Debisi	0,00955
m <sub>78</sub>	8 Numaralı Soğuk Oda Evaporatör Debisi	0,00955

### 3.1.3. Hata Analizi

Ölçümler sırasında kullanılan ölçüm cihazlarından kaynaklanan hatalar oluşmaktadır. ASHRAE tarafından yapılan çalışmada ölçüm cihazlarının hata payları belirlenmiştir. Çalışmalar sırasında sıcaklık ölçümünde kullanılan termociftler için tolerans değeri  $\pm 2,2$  K olduğu belirlenmiştir. Basınç ölçümünde kullanılan basınç duygularında ise bu değer  $\approx \%0,1$  'dir (ASHRAE).

Deneyler sırasında debi ölçümünde kullanılan ultrasonik debimetre ile yapılacak ölçümler için yine ASHRAE tarafından belirlenen tolerans değeri  $\%1$ - $\%2$  aralığındadır (ASHRAE). Hata payları, enerji ve ekserji analizlerinin sonuçlarını yaklaşık  $\%0,01$  oranında etkilemektedir.

### 3.2. Enerji ve Ekserji Analizi

Enerji ve ekserji analizi, enerji üreten veya tüketen tüm proseslere uygulanabilir. Analizlerin uygulanabilmesi için öncelikle, sistem elemanlarının sınırlarının tanımlanması gereklidir. Tanımlanan sistem sınırından iş, ısı ve kütle geçişi belirlenir. Sistem sınırından iş ve ısı geçişi olurken kütle geçişi olmuyorsa kapalı sistem (kontrol kütlesi) olarak nitelendirilir. Sistem sınırından kütle geçişi de var ise sistem, açık sistem (kontrol hacmi) kabul edilir. Belirlenen sistem sınırları içinde zamana bağlı değişim yok ya da yok denebilecek kadar az ise tanımlanan sistem sürekli ön ekini alır. Yukarıda açıklanan kabullere göre belirlenen sistemlere enerji ve ekserji analizlerinde kullanılan formüller uygulanabilir.

Entegre soğuk hava deposunun soğutma çevriminde yer alan, soğutma elemanlarının her biri sürekli akışlı açık sistem kabul edilerek analizler yapılmıştır.

#### 3.2.1. Enerji Analiz Bağıntıları

Sürekli akışlı açık sistem kabulüyle, kütle korunumu yasasına göre sisteme giren toplam kütle çıkan toplam kütleyle eşittir. Kütle korunumu yasasını kütleli debiler için yazarsak;

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{çikan} \quad (3.1)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Sürekli akışlı açık sistem kabulüne göre akışkanın sahip olduğu akma enerjisi, akış enerjisi ya da özgül enerji olarak nitelendirilir. Denklemi;

$$e = h \text{ (kJ/kg)} \quad (3.2)$$

şeklindedir. Özgül enerjinin kütleli debiyle çarpımından elde edilen toplam akış enerjisi denklemi;

$$\dot{E} = \dot{m}h \text{ (kW)} \quad (3.3)$$

olarak yazılabilir.

Enerji korunumu denklemleri sürekli akışlı bir kontrol hacmi için, birinci yasaya dayanarak, sistem ile çevre arasında gerçekleşen net iş ( $W$ ) ve ısı alış verişinde ( $Q$ ) bulunan, giriş ve çıkışı ( $\Delta H$  ve  $\Delta KE$ ) olan, yükseklik farkı söz konusu olabilen ( $\Delta PE$ ) şu şekilde ifade edilir.

Genel enerji dengesi denklemi,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Delta H + \Delta KE + \Delta PE \quad (3.4)$$

biçimindedir.

Denklemden sistem sınırlarının giriş ve çıkışlarında hız ve yükseklik farkı yok ise enerji dengesi denklemi;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Delta H \quad (3.5)$$

şeklinde sadeleşebilir.

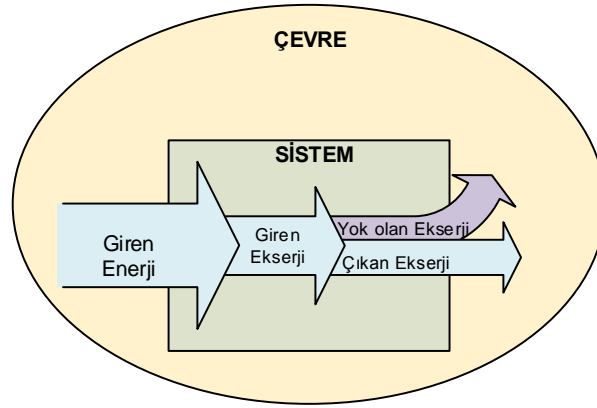
Soğutma makinelerinin ısı verim değerlendirme etkinliği katsayısı (COP) ile yapılır. Sürekli akışlı sistemler için I. Yasa verimini aşağıdaki gibi yazabiliriz.

$$\eta_I = COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} \quad (3.6)$$

### 3.2.2 Ekserji Analiz Bağlıları

Ekserji ya da kullanılabilir enerji termodinamiğin ikinci yasasına dayanmaktadır. II. Yasaya göre sisteme giren enerjinin tamamı istenilen şekle dönüştürülemez. Örneğin  $T_L$  ve  $T_H$  sıcaklıklarındaki ısı depolar arasında çalışan, tersinmezliklerin olmadığı Carnot ısı makinasının

Isıl verimi %70 çıkmaktadır (Çengel & Boles, 2006). Diğer bir ifade ile bir ısı makinesinde elde edilebilecek en büyük enerji dönüştürme oranıdır. Ve bu ısı makinesi için enerjinin kullanılabilir nitelikte olan kısmıdır. Sistemler için enerjinin ancak bir kısmı kullanılabilir niteliktedir genellemesi yapabiliriz. Enerjinin kullanılabilir nitelikte olan kısmı ekserji olarak tanımlanmıştır. Sisteme giren kullanılabilir nitelikteki enerji yani ekserjinin bir kısmı ise yok olur, diğer bir değişle tersinmezliklere harcanır. Yok olan ekserji; sisteme veya sistemden kütle geçişi, ısı geçişi ve iş geçişi ile birlikte gerçekleşen tersinmezliklerin toplamıdır. Sisteme giren enerjinin, ekserji ve tersinmezliklere dönüşümü Şekil 3.6'da şekilsel olarak gösterilmiştir.



**Şekil 3.6** Enerjinin, Ekserji ve Tersinmezliklere Dönüşümü

Sistemlere uygulanan ekserji analizinde amaç, sistem elemanlarında oluşan ekserji yok oluşlarını belirleyerek sistemdeki kayıpları en aza indirmektir. II. Yasa Ekserji analizinde, sisteme giren ekserji, çıkan ekserji ve yok olan (tersinmezlik) ekserji hesaplamaları yapılır. Ve bulunan bu değerler kullanılarak sistemlerin II. Yasa verimleri hesaplanabilir. Bulunan verim sistemin gerçek verimidir.

İncelenmek istenen bir büyüklükte azlıktan veya çokluktan bahsedebilmek için bir referans nokta olmalıdır. Ancak bu referans noktaya göre çok, az vb. yorumlar yapılabilir. Termodinamik sistemler için bulunduğu çevrenin basınç ve sıcaklığı referans noktadır. Bir sistemin sahip olduğu basınç ve sıcaklık bulunduğu çevrenin basınç ve sıcaklığından farklı ise sistemin çevreye karşı iş yapabilmesi mümkündür. Basınç ve sıcaklık farkı yok ise sistemde herhangi bir iş yapılabilmesi söz konusu değildir. Bu durum ölü hal olarak nitelendirilir. Sürekli akışlı açık sistemlerde, kütle ve enerji akışı söz konusudur. Birim kütlenin sahip olduğu ekserji yani kullanılabilirlik, akış ekserjisi veya özgül ekserji olarak isimlendirilir. Çevresel parametreler, ölü

hal olarak adlandırılan referans durum kabul edildiğinde, ikinci yasa yazılacak olursa, birim kütle için özgül ekserji ( $\Psi$ ) (sürekli akışlı sistemler için kullanılabilirlik);

$$\Psi = (h - h_0) + \frac{V^2}{2} + gz - T_0(s - s_0) \quad (3.7)$$

şeklindedir. Ekserji analizinde kimyasal ekserji ihmal edilmiştir. Analizlerde sistem içindeki değişimler hesaplanmıştır. Denklemden görülen 0 alt indeksi çevre şartları (ölü hal) referans alınarak bulunmuş değerlerdir. Çevre sıcaklığı ( $T_0$ ) ile gösterilmiş olup Kelvin (K) birimindedir. Ölçümler sırasında çevre sıcaklığı 30°C ölçülmüştür. Tesisin bulunduğu rakım 970 m civarında olup, ölü hal basıncı, rakıma bağlı olarak 0,97 bar tespit edilmiştir. Basınç ve sıcaklıklar kullanılarak ölü hal özellikleri belirlenmiştir. Burada ( $h_0$ ) ölü haldeki özgül entalpi (kJ/kg), ( $s_0$ ) ölü haldeki özgül entropi (kJ/kgK)'dir. Denklemden  $\left(\frac{V^2}{2}\right)$  ifadesi birim kütlenin kinetik enerjisi, ( $gz$ ) ifadesi ise birim kütlenin potansiyel enerjisidir. Bu ifadelerde yer alan  $V$  akışkan hızı (m/s),  $g$  yerçekimi ivmesi ( $m/s^2$ ) ve  $z$  (m) yüksekliktir. Birim zamanda kontrol hacmine giren ve çıkan soğutucu akışkanla birlikte gerçekleşen entropi transferi ( $s - s_0$ ) şeklinde ifade edilmiştir.

Özgül ekserji denklemindeki, potansiyel ve kinetik ekserji miktarları çok küçük olduğu için ihmal edildiğinde;

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.8)$$

sürekli akışlı sistemler için özgül ekserji denklemi elde edilir.

Toplam ekserji ise özgül ekserjinin kütleli debiyle çarpımıdır. Ve;

$$\dot{X} = \dot{m} \Psi \quad (3.9)$$

şeklinde yazılır. Bu denklemden  $\dot{X}$ , akış ekserjisinin ( $\Psi$ ) kütleli debiyle ( $\dot{m}$ ) çarpımından elde edilen toplam ekserjiyi ifade etmektedir.

Sürekli akışlı bir sistem için ekserji dengesi denklemi,

$$\dot{X}_{giren} - \dot{X}_{çıkan} - \dot{X}_{yokolan} = \frac{dX_{sistem}}{dt} \quad (3.10)$$

biçiminde yazılabilir.

Denklemden  $\dot{X}_{giren}$  sisteme giren toplam ekserjiyi,  $\dot{X}_{çıkan}$  çevrimden çıkan toplam ekserjiyi,  $\dot{X}_{yokolan}$  ise toplam yok olan ekserjiyi göstermektedir. Sürekli akışlı açık sistemler için sistemin zamana bağlı değişimi söz konusu olmadığından, zamana bağlı ekserji değişimi denklemi "0" olacaktır ( $\frac{dX_{sistem}}{dt} = 0$ ). Denklem (3.10) yeniden düzenlenerek ısı ve iş giriş çıkışıyla olan ekserji değişimi denkleme yerleştirilirse;

$$\sum \dot{X}_{giren} - \sum \dot{X}_{çıkan} + \sum (1 - \frac{T_0}{T}) \dot{Q} - \dot{W} - \dot{X}_{yokolan} = 0 \quad (3.11)$$

denklem (3.11) elde edilir. Denklemde yer alan ( $\sum (1 - \frac{T_0}{T}) \dot{Q}$ ) ifadesi ısı geçişi ile olan ekserji geçişini ifade ederken,  $\dot{W}$  ise işi simgelemektedir.

Yok olan ekserjiyi belirlemek için Denklem (3.11) yeniden düzenlenirse;

$$\dot{X}_{yokolan} = \sum \dot{X}_{giren} - \sum \dot{X}_{çıkan} + \sum (1 - \frac{T_0}{T}) \dot{Q} - \dot{W} \quad (3.12)$$

şeklinde yazılır.

I. Yasa enerjinin korunumu verim denklemleri sadece iş üreten ve iş tüketen sistemler için yazılabilirken II. Yasa Ekserji verim denklemleri bütün sistem elemanları için;

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolan}}{\dot{X}_{giren}} \quad (3.13)$$

biçiminde yazılabilir. İş tüketen makineler için II. Yasa Verimi aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{tr}} \quad (3.14)$$

Burada  $\eta_{II}$  II. Yasa Verimini,  $\dot{W}_{tr}$  tersinir işi,  $\dot{W}$  ise sistemden elde edilen net işi ifade etmektedir. Genel sistem için II. Yasa Verimi yazılırsa,

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{tr}} \quad (3.15)$$

şeklinde olur. Denklemden yer alan  $COP$  sistemin gerçek I. Yasa verimini ifade ederken,  $COP_{tr}$  sistemin tersinir II. Yasa Verimini ifade eder ve

$$COP_{tr} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (3.16)$$

şeklinde tanımlanır.

İncelenen sistem elemanında yok olan ekserjinin, genel sistemdeki toplam ekserji yok oluşuna oranı bağıl tersinmezlik olarak nitelendirilir. Ve formülü (Dincer & Rosen, 2007)

$$RI = \frac{\dot{X}_{yokolan}}{\dot{X}_{yokolan, toplam}} \quad (3.17)$$

şeklinde dir.

Sürekli akışlı açık sistemler için enerji ve ekserji analizi denklemleri, yukarıdaki genel denklemler kullanılarak, her sistem ve sistem elemanları için yazılabilir.

### 3.3. Soğutma Çevrim Elemanlarının Enerji Ve Ekserji Analizi

Soğuk hava entegre tesisinde bulunan iki kademeli soğutma çevriminin soğutma elemanlarının giriş ve çıkışları belirlenmiştir. Belirlenen noktalarda, enerji ve ekserji analizi için yukarıda açıklanan bilgiler doğrultusunda her bir eleman için enerji ve ekserji denklemleri elde edilmiştir.

Likit tankı girişi 33 noktası çıkışı ise 1 noktasıdır. Bu noktalar arasında sürekli akışlı açık sistem için kütle korunumundan;

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{çıkan} = \dot{m}_3 \quad (3.18)$$

debisi  $\dot{m}_3$  olarak belirlenir. Likit Tankı I. Yasa analizinde ise kinetik ve potansiyel enerji değişimleri çok küçük olduğu için ihmal edilir. Likit tankına herhangi bir iş girişi ve çıkışı söz konusu olmadığı için I. Yasa enerji dengesi denklemi (3.4) sadeleşirse;

$$\dot{Q} = \Delta H \quad (3.19)$$

denklem (19) elde edilir. Denklem likit tankının giriş (33) ve çıkış (1) noktası için düzenlenirse;

$$\dot{Q}_{LT} = \dot{m}_3(h_1 - h_{33}) \quad (3.20)$$

denklem (3.20) elde edilir.

Likit tankı için II. Yasa analizi için ekserji denge denklemi, denklem (3.11) de bulunan  $\dot{W}$  terimi ihmal edilirse;

$$\sum \dot{X}_{33} - \sum \dot{X}_1 + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_{33}}\right) \dot{Q}_{LT} - \dot{X}_{yokolanLT} = 0 \quad (3.21)$$

Elde edilen ekserji denge denklemi, yok olan ekserjiyi bulmak için yeniden düzenlenirse;

$$\dot{X}_{yokolanLT} = \dot{X}_{33} - \dot{X}_1 + \left(1 - \frac{T_0}{T_{33}}\right) \dot{Q}_{LT} \quad (3.22)$$

şeklinde elde edilir. Denklemde yer alan  $T_0$  terimi, likit tankının bulunduğu ortam sıcaklığıdır.

II. Yasa verimi için denklem (3.13) likit tankı için yeniden düzenlenirse;

$$\eta_{II,LT} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolanLT}}{\dot{X}_{33}} \quad (3.23)$$

denklemini elde edilir.

Likit tankı çıkışında soğutucu akışkan R-717, basınç - sıcaklık pilot valf ve selonoid valften, yüksek basınç yoğunlaşma tankının basıncı ve sıcaklığına kısılır. Pilot valfler ve selonoid valfler için Kütle Korunumu denklemini, likit tankı ile yüksek basınç yoğunlaşma tankı arasında çalışan valf için yazarsak;

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{çıkan} = \dot{m}_3 \quad (3.24)$$

I. Yasa enerji dengesi denklemi;



$$\dot{Q}_{PV-SV} - \dot{W}_{PV-SV} = \dot{m}_3(h_2 - h_1) \quad (3.25)$$

şeklinde elde edilir. Denklemden yer alan  $\dot{W}_{PV-SV}$  terimi servo kontrollü valfler için sisteme verilen elektrik işidir.

Pilot valf ve selonoid valf için II. Yasa ekserji dengesi denklemleri;

$$\dot{X}_1 - \dot{X}_2 + \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) \dot{Q}_{PV-SV} - \dot{W}_{PV-SV(1-2)} - \dot{X}_{yokolanPV-SV(1-2)} = 0 \quad (3.26)$$

II. Yasa ekserji dengesi denklemleri, yok olan ekserjiyi bulmak için düzenlenirse;

$$\dot{X}_{yokolanPV-SV(1-2)} = \dot{X}_1 - \dot{X}_2 + \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) \dot{Q}_{PV-SV} - \dot{W}_{PV-SV(1-2)} \quad (3.27)$$

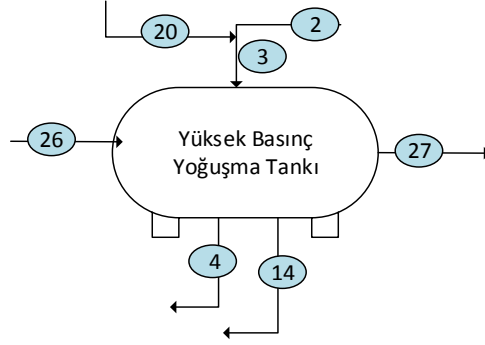
denklem (3.27) elde edilir.

II. Yasa verimi ;

$$\eta_{II,PV-SV(1-2)} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolanPV-SV(1-2)}}{\dot{X}_1 + \dot{W}_{PV-SV(1-2)}} \quad (3.28)$$

şeklinde elde edilir.

Sistemde alçak ve yüksek basınç yoğuşma tankı olmak üzere iki adet yoğuşma tankı mevcuttur. Termodinamik analizinde yoğuşma tankları karışım odası kabul edilebilir. Yüksek basınç yoğuşma tankı sistemde alçak basınç yoğuşma tankı ile alçak basınç kompresörleri arasında ve yüksek basınç kompresörleri ile evaporatif kondenser arasında çalışmaktadır. Yüksek basınç amonyak pompası ile de ( $\pm 0^\circ\text{C}$ ) rejimindeki soğuk odaların soğutma çevrimini gerçekleştirmektedir. Yüksek basınç yoğuşma tankı giriş ve çıkışlarını belirten noktalar Şekil 3.7'de verilmiştir.



Şekil 3.7 Yüksek Basınç Yoğuşma Tankı Giriş Ve Çıkış Noktaları

Şekil 3.7'de belirtilen noktalar arasında kütle korunumu denklemi, denklem (3.1) kullanılarak yazılırsa;

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_4 + \dot{m}_5 = \dot{m}_3 + \dot{m}_4 + \dot{m}_5 \quad (3.29)$$

denklem (3.28) elde edilir. Yüksek basınç yoğuşma tankı için I. Yasa enerjinin korunumu denklemi;

$$\dot{Q}_{YBT} = ((\dot{m}_3 + \dot{m}_4)h_3 + \dot{m}_5 h_{26}) - (\dot{m}_3 h_{27} + \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_{14}) \quad (3.30)$$

şeklinde olur.

Yüksek basınç yoğuşma tankında yok olan ekserji için Denklem (3.12) düzenlenirse II. Yasa ekserji dengesi denklemi;

$$(\dot{X}_3 + \dot{X}_{26}) - (\dot{X}_{27} + \dot{X}_4 + \dot{X}_{14}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{YBK}}\right) \dot{Q}_{YBT} - \dot{X}_{yokolanYBT} = 0 \quad (3.31)$$

yok olan ekserji için denklem (3.31) düzenlenirse;

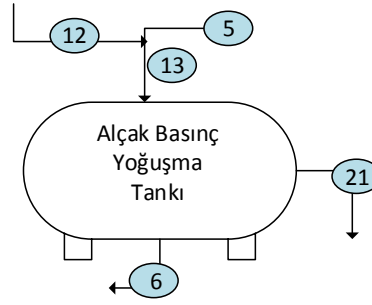
$$\dot{X}_{yokolanYBT} = (\dot{X}_3 + \dot{X}_{26}) - (\dot{X}_{27} + \dot{X}_4 + \dot{X}_{14}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{YBK}}\right) \dot{Q}_{YBT} \quad (3.32)$$

denklemini elde edilir. Denkleminde yer alan ( $T_{YBK}$ ) yüksek basınç yoğuşma tankı sıcaklığıdır. II. Yasa verimi ise;

$$\eta_{IIYBT} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolanYBT}}{\dot{X}_3 + \dot{X}_{26}} \quad (3.33)$$

şeklinde yazılabilir.

Sistemde bulunan alçak basınç yoğuşma tankı, yüksek basınç tankı ile alçak basınç kompresörleri arasında çalışmaktadır. Yoğuşma tankında bulunan likit, alçak basınç amonyak pompası ile (-18°C) donmuş muhafaza rejiminde çalışan evaporatörleri beslemektedir. Alçak basınç yoğuşma tankı giriş ve çıkış noktaları Şekil 3.8'de gösterilmiştir.



**Şekil 3.8** Alçak Basınç Yoğuşma Tankı Giriş Ve Çıkış Noktaları

Şekil 3.8'de gösterilen noktalar arasında Kütle Korunumu denklemi, denklem (3.1) kullanılarak, alçak basınç yoğuşma tankı için yazılırsa;

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_7 = \dot{m}_5 + \dot{m}_7 \quad (3.34)$$

denklem (3.34) elde edilir. Alçak basınç yoğuşma tankı giriş ve çıkış noktaları için I. Yasa enerjinin korunumu denklemi;

$$\dot{Q}_{ABT} = ((\dot{m}_5 + \dot{m}_7)h_{13}) - (\dot{m}_5 h_{21} + \dot{m}_7 h_6) \quad (3.35)$$

şeklinde elde edilir.

Alçak basınç yoğuşma tankı için enerji denge denklemi için, II. Yasa ekserji analizi Denklem (3.12) sadeleştirilerek düzenlenirse;

$$(\dot{X}_{13}) - (\dot{X}_{21} + \dot{X}_6) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{YBK}}\right) \dot{Q}_{ABT} - \dot{X}_{yokolanABT} = 0 \quad (3.36)$$

Alçak basınç yoğuşma tankında yok olan ekserji denklemi ise;

$$\dot{X}_{yokolanABT} = (\dot{X}_{13}) - (\dot{X}_{21} + \dot{X}_6) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{YBK}}\right) \dot{Q}_{ABT} \quad (3.37)$$

denklemi elde edilir. Genel sistemde yer alan ısı ve iş ile ekserji yok oluşu ihmal edilmiştir.

Alçak basınç yoğuşma tankı II. Yasa verimi ise;

$$\eta_{IIABT} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolanABT}}{\dot{X}_{13}} \quad (3.38)$$

şeklinde olacaktır.

Alçak basınç amonyak pompaları, alçak basınç yoğuşma tankı ile (-18 °C) rejimindeki soğuk odaların evaporatörleri arasında soğutucu akışkanın sirkülasyonunu sağlamaktadır. Sistemde paralel olarak bağlanmış iki adet pompa sisteme toplam ( $\dot{m}_7$ ) debisini sağlamaktadır.

Alçak basınç amonyak pompalarının çalışma aralıkları aynı kabul edilirse kütle korunumu yasası;

$$\dot{m}_7 = \frac{\dot{m}_2}{2} + \frac{\dot{m}_2}{2} \quad (3.39)$$

şeklinde yazılır.

I. Yasa enerji dengesi denklemi, 6 ve 7 noktaları arasında çalışan alçak basınç amonyak pompaları için toplam;

$$\dot{W}_{ABP} = \dot{m}_7(h_7 - h_6) \quad (3.40)$$

şeklinde elde edilir. Enerji dengesi denkleminde yer alan ısı, kinetik enerji ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.

Alçak basınç amonyak pompaları için I.Yasa verimi denklemi;

$$\eta_{I,ABP} = \frac{\dot{W}_{ABP}}{\dot{W}_{elek.}} \quad (3.41)$$

I. Yasa veriminde yer alan  $\dot{W}_{ABP}$  terimi, seri çalışan alçak basınç pompalarının işini,  $\dot{W}_{elek.}$  terimi ise iki pompa için toplam elektrik gücünü temsil etmektedir.

Alçak basınç amonyak pompalarının sürekli akışı açık sistem kabulü ile II. Yasa ekserji dengesi denklemi, ısı ile ekserji yok oluşu ihmal edilerek;

$$\dot{X}_6 - \dot{X}_7 - \dot{W}_{ABP} - \dot{X}_{yokolan,ABP} = 0 \quad (3.42)$$

şeklinde dir. Yok, olan ekserji için Denklem (3.42) düzenlenirse;

$$\dot{X}_{yokolan,ABP} = \dot{X}_6 - \dot{X}_7 - \dot{W}_{ABP} \quad (3.43)$$

denklem (3.43) elde edilir.

II. Yasa verimi;

$$\eta_{II,ABP} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolan,ABP}}{\dot{X}_6 + \dot{W}_{ABP}} \quad (3.44)$$

yazılabilir.

Soğutma sisteminde yapılan ölçüm çalışmaları sırasında, soğutma çevriminde bulunan iki adet yüksek basınç amonyak pompasından sadece bir tanesi devrede bulunmaktadır. Kütlelenin korunumu yasası yüksek basınç amonyak pompası için;

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_4 \quad (3.45)$$

yazılabilir. I. Yasa enerji dengesi denklemi 14-15 noktaları arasında çalışan yüksek basınç amonyak pompası için, enerji dengesi denkleminde yer alan ısı, kinetik enerji ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilerek denklem sadeleşirse;

$$\dot{W}_{YBP} = \dot{m}_4(h_{15} - h_{14}) \quad (3.46)$$

şeklini alır.

Yüksek basınç amonyak pompası için I.Yasa verimi denklemi ise;

$$\eta_{I,YBP} = \frac{\dot{W}_{YBP}}{\dot{W}_{elek.}} \quad (3.47)$$

şeklinde elde edilir. Denklemden yer alan  $\dot{W}_{YBP}$  terimi, yüksek basınç amonyak pompasının yaptığı işi,  $\dot{W}_{elek.}$  terimi ise harcadığı elektrik işidir.

Yüksek basınç amonyak pompası için II. Yasa ekserji dengesi denklemi, ısı ile ekserji oluşu ihmal edilerek yok olan ekserji için yazılırsa;

$$\dot{X}_{yokolan,YBP} = \dot{X}_{14} - \dot{X}_{15} - \dot{W}_{YBP} \quad (3.48)$$

denklem (3.48) elde edilir.

II. Yasa verimi ise;

$$\eta_{II,YBP} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolan,YBP}}{\dot{X}_{14} + \dot{W}_{YBP}} \quad (3.49)$$

denklem (3.49) de olduğu gibi elde edilir.

Entegre soğuk hava tesisinde bulunan soğuk odalarda paralel çalışan iki adet evaporatör mevcuttur, soğukta muhafaza ( $\pm 0^\circ\text{C}$ ) rejiminde çalışan evaporatörler için Kütlelerin Korunumu;

$$\frac{\dot{m}_{47}}{2} = \frac{\dot{m}_{47}}{2} \quad (3.50)$$

denkleminde evaporatör debileri elde edilir.

Soğuk odada bulunan bir evaporatör için I. Yasa enerji dengesi denklemi;

$$\dot{Q}_{EVAP(\pm 0^{\circ}C)} - \dot{W}_{FAN} = \frac{\dot{m}_{47}}{2} (h_{18} - h_{17}) \quad (3.51)$$

şeklinde yazılır. Denkleminde yer alan  $\dot{W}_{FAN}$  terimi bir evaporatörde bulunan iki adet fanın elektrik işidir. Soğuk odada bulunan iki adet evaporatörün toplam enerji dengesi denklemi için Denklem (3.51) kullanılarak;

$$2 * (\dot{Q}_{EVAP(\pm 0^{\circ}C)} - \dot{W}_{FAN}) = \dot{m}_{47} (h_{18} - h_{17}) \quad (3.52)$$

elde edilebilir. Entegre soğuk hava tesisinde yapılan ölçümlerde bir adet soğukta muhafaza ( $\pm 0^{\circ}C$ ) odası mevcuttur. Dolayısıyla Denklem (51) aynı zamanda, tesiste soğukta muhafaza ( $\pm 0^{\circ}C$ ) rejiminde çalışan odanın toplam soğutma yüküdür. Evaporatörlerin I. Yasa verim denklemleri veri eksikliğinden yazılamamıştır.

II. Yasa ekserji dengesi denklemi, soğukta muhafaza ( $\pm 0^{\circ}C$ ) rejiminde çalışan bir adet evaporatörün ekserji yok oluşu için;

$$\dot{X}_{yokolan, EVAP(\pm 0^{\circ}C)} = \dot{X}_{17} - \dot{X}_{18} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{S.O.}}\right) \dot{Q}_{EVAP(\pm 0^{\circ}C)} - \dot{W}_{FAN} \quad (3.53)$$

denkleminde yazılabilir. Denkleminde yer alan  $T_{S.O.}$  terimi soğuk oda sıcaklığıdır. Soğuk oda  $\pm 0^{\circ}C$  rejiminde çalışmaktadır. V soğuk oda sıcaklığı  $0,3^{\circ}C$  ölçülmüştür.  $T_0$  ölü hal sıcaklığıdır. Soğuk oda sıcaklığı evaporatör yüzey sıcaklığına eşit kabul edilmiştir. Evaporatörlerin II. Yasa verimi;

$$\eta_{II, EVAP(\pm 0^{\circ}C)} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolan, EVAP(\pm 0^{\circ}C)}}{\dot{X}_{17} + \dot{W}_{FAN}} \quad (3.54)$$

şeklindedir.

Entegre soğuk hava tesisinde bulunan donmuş muhafaza odalarında paralel çalışan iki adet evaporatör mevcuttur. Donmuş muhafaza ( $-18^{\circ}\text{C}$ ) rejiminde çalışan evaporatörler için Kütlelerin Korunumu;

$$\frac{\dot{m}_{71}}{2} = \frac{\dot{m}_{71}}{2} \quad (3.55)$$

denkleminde evaporatör debileri elde edilir. Soğuk odada bulunan bir evaporatör için I. Yasa enerji dengesi denklemi;

$$\dot{Q}_{EVAP(-18^{\circ}\text{C})} - \dot{W}_{FAN} = \frac{\dot{m}_{71}}{2} (h_{10} - h_9) \quad (3.56)$$

şeklinde yazılır. Denkleminde yer alan  $\dot{W}_{FAN}$  terimi bir evaporatörde bulunan iki adet fanın toplam çektiği elektrik işidir. Ve değeri 3 kW'tır. Entegre soğuk hava tesisinde yapılan ölçümler sırasında yedi adet donmuş muhafaza ( $-18^{\circ}\text{C}$ ) odası mevcuttur. Bu odaların çalışma sıcaklıkları  $-20$  ile  $-20,03^{\circ}\text{C}$  arasında değişmektedir. Soğuk odada bulunan iki adet evaporatörün toplam enerji dengesi denklemi için Denklem (3.56) kullanılarak;

$$2 * (\dot{Q}_{EVAP(-18^{\circ}\text{C})} - \dot{W}_{FAN}) = \dot{m}_{71} (h_{10} - h_9) \quad (3.57)$$

denklemini elde edilir. Denklem (3.57) aynı zamanda, tesiste donmuş muhafaza ( $-18^{\circ}\text{C}$ ) rejiminde çalışan bir odanın toplam soğutma yüküdür.

II. Yasa ekserji dengesi denklemi, donmuş muhafaza ( $\pm 0^{\circ}\text{C}$ ) rejiminde çalışan evaporatörlerin birinin ekserji yok oluşu için;

$$\dot{X}_{yokolan, EVAP(-18^{\circ}\text{C})} = \dot{X}_9 - \dot{X}_{10} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{s.o.}}\right) \dot{Q}_{EVAP(-18^{\circ}\text{C})} - \dot{W}_{FAN} \quad (3.58)$$

denklemini yazılabilir. Denkleminde yer alan  $T_{s.o.}$  terimi soğuk oda sıcaklığı,  $T_0$  ölü hal kabul edilen referans sıcaklığıdır. Soğuk oda sıcaklığı evaporatör yüzey sıcaklığına eşit kabul edilmiştir. Evaporatörlerin toplam ekserji yok oluşu ise;

$$\dot{X}_{yokolan, EVAP(-18^{\circ}\text{C})toplam} = 2 * (\dot{X}_{yokolan, EVAP(-18^{\circ}\text{C})toplam}) \quad (3.59)$$



şeklindedir.

Donmuş muhafaza ( $-18^{\circ}C$ ) rejiminde çalışan bir evaporatör için II. Yasa verimi;

$$\eta_{II,EVAP(-18^{\circ}C)} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolanEVAP(-18^{\circ}C)}}{\dot{X}_{17} + \dot{W}_{FAN}} \quad (3.60)$$

denklem (3.60) şeklindedir.

Soğuk hava entegre tesisinde ölçümler sırasında iki adet yüksek basınç kompresörü ve iki adet alçak basınç kompresörü çevrimde yer almaktadır. Kompresörler için yazılacak kütle korunumu yasası, I. Yasa enerjinin korunumu ve I. Yasa verim formülleri aynı olacaktır. Denklemleri alçak basınç kompresörü I için yazarsak, Kütle korunumu;

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_6 \quad (3.61)$$

şeklindedir. I. Yasa enerjinin korunumu, enerji denge denklemi ise;

$$\dot{W}_{ABKI} = \dot{m}_6(h_{23} - h_{22}) \quad (3.62)$$

şeklindedir. I.Yasa verimi ise;

$$\eta_{I,ABKI} = \frac{\dot{W}_{ABKI}}{\dot{W}_{elek.}} \quad (3.63)$$

eşitliği ile hesaplanır.

Sistemdeki kompresörler pistonlu ve kafa soğutmalı kompresörlerdir. Kompresörlerin piston sıcaklıklarını kontrol altında tutmak için su pompası kompresörle birlikte devreye girmektedir. II. Yasa analizinde su pompasının elektrik işi ve soğutucu akışkan R-718 (su) ile atılan ısı ile yok olan ekserji göz önüne alınırsa;

$$\dot{X}_{yokolan,ABKI} = \dot{X}_{22} - \dot{X}_{23} + \left(1 - \frac{T_{su}}{T_{23}}\right) \dot{Q}_{Su} - \dot{W}_{supomp.} - \dot{W}_{elek.} \quad (3.64)$$

denklem (3.64) elde edilir. Denklemde yer alan  $\dot{\theta}_{su}$  ifadesi soğutma suyu ile atılan ısıyı göstermektedir. Ve bu ısı miktarı;

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}_{su} \cdot c_p \cdot (T_{su\ \dot{c}} - T_{su\ g.}) \quad (3.65)$$

formülünden hesaplanabilir. Denklemde yer alan  $\dot{m}_{su}$  suyun kütleli debisini göstermekte olup bir kompresör için debisi  $9,25 \cdot 10^{-3}$  kg/s ölçülmüştür. Sabit basınç altında özgül ısıyı ifade eden  $c_p$  değeri 25 °C sıcaklık için 4,18 (kJ/kgK)'dir. Soğutma suyu çıkış sıcaklığını ifade eden  $T_{su\ \dot{c}}$  30°C ölçülmüştür.  $T_{su\ g.}$  ise su giriş sıcaklığını simgelemektedir ve 18°C ölçülmüştür.

Soğutma sisteminde, çevrim sırasında devrede olan 4 adet kompresörün soğutma işlemi, birbirine paralel olarak bağlanmış iletim hatlarıyla bir pompa ile gerçekleştirilmektedir. Su pompasının çektiği güç 7,5 kW'tır. Denklem (6.64)'ta yer alan  $\dot{W}_{supomp.}$  ifadesi, toplam pompa gücünün  $(\frac{1}{4})$ 'ü değerindedir.

Alçak basınç kompresörü I için I. Yasa verimi ise;

$$\eta_{II,ABKI} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolan,ABKI}}{\dot{X}_{22} + \dot{W}_{supomp.} + \dot{W}_{elek.}} \quad (3.66)$$

şeklinde yazılır.

Entegre soğuk hava tesisinin soğutma çevriminde yer alan kondenser evaporatif kondenserdir. Evaporatif kondenser sistemde yüksek basınç kompresörleri ile yüksek basınç amonyak tankı arasında çalışmaktadır. Yüksek basınç kompresörlerinden gelen soğutucu akışkan debileri  $\dot{m}_1$  ve  $\dot{m}_2$ 'dir. Evaporatif kondenser debisi ise kütle korunumundan;

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad (3.67)$$

bulunur. Kondenserin çalışması sırasında üç adet aksiyal fan ve bir su pompası devreye girmektedir. Fanlar ve su pompası göz önünde bulundurulduğunda Evaporatif Kondenser için I. Yasa enerjinin korunumu denklemi;

$$\dot{Q}_{KOND.} - (\dot{W}_{FANKOND.} + \dot{W}_{SUPOMP.KOND.}) = \dot{m}_3(h_{33} - h_{32}) \quad (3.68)$$

şeklinde olur. Evaporatif kondenser için ekserji dengesi denkleminde, ekserji yok oluşu çekilirse denklem;

$$\dot{X}_{yokolan,KOND.} = \dot{X}_{32} - \dot{X}_{33} - \dot{W}_{SUPOMP.KOND.} - \dot{W}_{FANKOND.} + \dot{Q}_{KOND.} \quad (3.69)$$

şeklinde bulunur. Evaporatif kondenser II. Yasa verimi ise;

$$\eta_{II,KOND.} = \frac{\dot{X}_{33}}{\dot{X}_{32} + \dot{W}_{SUPOMP.KOND.} + \dot{W}_{FANKOND.}} \quad (3.70)$$

şeklinde yazılabilir (Dincer & Rosen, 2007).

Genel sistem iki kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevrimidir. Genel sistem için I.Yasa enerjinin korunumu denklemi;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Delta U \quad (3.71)$$

şeklinde yazılabilir. Genel sistem için, sistemdeki toplam soğutma yükünün, harcanan toplam elektriğe oranı I. Yasa verimidir. Ve bu sistem için I. Yasa verimi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\eta_{I,SİSTEM} = \frac{\dot{Q}_{EVAP.toplam}}{\dot{W}_{elek.toplam}} \quad (3.72)$$

Genel sistem için II.Yasa verimi;

$$\eta_{II,SİSTEM} = \frac{COP}{COP_{tr}} \quad (3.73)$$

denkleminde  $COP$  sistemin gerçek I. Yasa verimini ifade ederken  $COP_{tr}$  sistemin tersinir II. Yasa verimini ifade eder ve

$$COP_{tr} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (3.74)$$

şeklinde tanımlanır. Ancak kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde Denklem (3.74) yerine genel II. Yasa verimi denklemi, Denklem (3.13) genel sistem için düzenlenirse;

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolan,toplam}}{\dot{X}_{giren,toplam}} \quad (3.75)$$

elde edilir. Diğer bir ifade ile

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolan,toplam}}{\dot{W}_{giren toplam}} \quad (3.76)$$

şeklinde yazılabilir (Dinçer, 2010).

Soğuk hava entegre tesisinin iki kademeli buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminde ölçümler yapılmıştır. Ölçümler sırasında devrede olan soğutma elemanlarının oluşturduğu çevrim noktalarında enerji ve ekserji analizi için yazılan bilgiler doğrultusunda her bir eleman için enerji ve ekserji denklemleri elde edilmiştir. Türetilen denklemler her bir soğutma elemanı için gösterilmiş, tablo halinde Tablo 3.4'de verilmiştir.

Tablo 3.4 Enerji ve Ekserji Denge ve Verim Denklemleri

	Enerji Dengesi	I. Yasa Verimleri	Ekserji Dengesi	II. Yasa Verimleri
<b>Likit Tankı (33-1)</b>	$\dot{Q}_{LT} = \dot{m}_3(h_1 - h_{33})$	-----	$\dot{X}_{33} - \dot{X}_1 + \left(1 - \frac{T_0}{T_{33}}\right) \dot{Q}_{LT} - \dot{X}_{yokolanLT} = 0$	$\eta_{II,LT} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolanLT}}{\dot{X}_{33}}$
<b>Pilot Valf (1-2)</b>	$(h_2 = h_1)$	-----	$-\dot{W}_{PV(1-2)} - \dot{X}_{yokolanPV(1-2)} = 0$	$\eta_{II,PV-SV} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolanPV(1-2)}}{\dot{X}_1 + \dot{W}_{PV(1-2)}}$
<b>Yüksek Basınç Yoğuşma Tankı (3-4-14-26-27)</b>	$\dot{Q}_{YBT} = ((\dot{m}_3 + \dot{m}_4)h_3 + \dot{m}_5h_{26}) - (\dot{m}_3h_{27} + \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_5h_{14})$	-----	$(\dot{X}_3 + \dot{X}_{26}) - (\dot{X}_{27} + \dot{X}_4 + \dot{X}_{14}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{YBK}}\right) \dot{Q}_{YBT} - \dot{X}_{yokolanYBT} = 0$	$\eta_{IIYBT} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolanYBT}}{\dot{X}_3 + \dot{X}_{26}}$
<b>Pilot Valf (4-5)</b>	$(h_5 = h_4)$	-----	$\dot{X}_4 - \dot{X}_5 - \dot{X}_{yokolanPV(4-5)} = 0$	$\eta_{II,PV} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolanPV(4-5)}}{\dot{X}_4}$
<b>Alçak Basınç Yoğuşma Tankı (6-13-21)</b>	$\dot{Q}_{ABT} = ((\dot{m}_5 + \dot{m}_7) * h_{13}) - (\dot{m}_5h_{21} + \dot{m}_7h_6)$	-----	$(\dot{X}_{13}) - (\dot{X}_{21} + \dot{X}_6) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{ABK}}\right) \dot{Q}_{ABT} - \dot{X}_{yokolanABT} = 0$	$\eta_{IIABT} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolanABT}}{\dot{X}_{13}}$
<b>Alçak Basınç Amonyak Pompası (6-7)</b>	$\dot{W}_{ABP} = \dot{m}_7(h_7 - h_6)$	$\eta_{IABP} = \frac{\dot{W}_{ABP}}{\dot{W}_{elek}}$	$\dot{X}_6 - \dot{X}_7 - \dot{W}_{ABP} - \dot{X}_{yokolan,ABP} = 0$	$\eta_{II,ABP} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolanABP}}{\dot{X}_{64} \dot{W}_{ABP}}$
<b>Selonoid valf (8-9)</b>	$(h_9 = h_8)$	-----	$\dot{X}_8 - \dot{X}_9 - \dot{W}_{SV(8-9)} - \dot{X}_{yokolanSV(8-9)} = 0$	$\eta_{II,SV(8-9)} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolanSV(8-9)}}{\dot{X}_8 + \dot{W}_{SV(8-9)}}$
<b>Evaporatör (-18°C) (9-10)</b>	$\dot{Q}_{EVAP(-18^\circ C)} - \dot{W}_{FAN} = \frac{\dot{m}_{71}}{2}(h_{10} - h_9)$	-----	$\dot{X}_9 - \dot{X}_{10} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{S.O.}}\right) \dot{Q}_{EVAP(-18^\circ C)} - \dot{W}_{FAN} - \dot{X}_{yokolan,EVAP(-18^\circ C)} = 0$	$\eta_{II,EVAP(-18^\circ C)} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolanEVAP(-18^\circ C)}}{\dot{X}_9 + \dot{W}_{FAN}}$
<b>Pilot Valf-Selonoid Valf (10-11)</b>	$(h_{11} = h_{10})$	-----	$\dot{X}_{10} - \dot{X}_{11} - \dot{W}_{PV-SV(10-11)} - \dot{X}_{yokolanPV-SV(10-11)} = 0$	$\eta_{II,PV-SV} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolanPV-SV(10-11)}}{\dot{X}_{10} + \dot{W}_{PV-SV(10-11)}}$
<b>Yüksek Basınç Amonyak Pompası (14-15)</b>	$\dot{W}_{YBP} = \dot{m}_4(h_{15} - h_{14})$	$\eta_{I,YBP} = \frac{\dot{W}_{YBP}}{\dot{W}_{elek}}$	$\dot{X}_{14} - \dot{X}_{15} - \dot{W}_{YBP} - \dot{X}_{yokolan,YBP} = 0$	$\eta_{II,YBP} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolanYBP}}{\dot{X}_{14} + \dot{W}_{YBP}}$

Tablo 3.4 Enerji ve Ekserji Denge ve Verim Denklemleri Devamı

	Enerji Dengesi	I. Yasa Verimleri	Ekserji Dengesi	II. Yasa Verimleri
<b>Selonoid valf (16-17)</b>	$(h_{17} = h_{16})$	-----	$\dot{X}_{16} - \dot{X}_{17} - \dot{W}_{PV-SV(16-17)}$ $-\dot{X}_{yokolanSV(16-17)} = 0$	$\eta_{II,SV(16-17)} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolanSV(16-17)}}{\dot{X}_{16} + \dot{W}_{SV(16-17)}}$
<b>Evaporatör (<math>\pm 0^\circ\text{C}</math>) (17-18)</b>	$\dot{Q}_{EVAP(\pm 0^\circ\text{C})} - \dot{W}_{FAN}$ $= \frac{\dot{m}_{A7}}{2}(h_{18} - h_{17})$	-----	$\dot{X}_{17} - \dot{X}_{18} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{S.O.}}\right)\dot{Q}_{EVAP(\pm 0^\circ\text{C})} - \dot{W}_{FAN}$ $-\dot{X}_{yokolan,EVAP(\pm 0^\circ\text{C})} = 0$	$\eta_{II,EVAP(\pm 0^\circ\text{C})} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolan,EVAP(\pm 0^\circ\text{C})}}{\dot{X}_{17} + \dot{W}_{FAN}}$
<b>Pilot Valf - Selonoid Valf (18-19)</b>	$(h_{19} = h_{18})$	-----	$\dot{X}_{18} - \dot{X}_{19} - \dot{W}_{PV-SV(18-19)}$ $-\dot{X}_{yokolanPV-SV(18-19)} = 0$	$\eta_{II,PV-SV} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolanPV-SV(18-19)}}{\dot{X}_{18} + \dot{W}_{PV-SV(18-19)}}$
<b>Alçak Basınç Kompresörü I (22-23)</b>	$\dot{W}_{ABK I} - \dot{Q}_{ABK I} = \dot{m}_6(h_{23} - h_{22})$	$\eta_{I,ABK I} = \frac{\dot{W}_{ABK I}}{\dot{W}_{elek.}}$	$\dot{X}_{22} - \dot{X}_{23} + \left(1 - \frac{T_{su}}{T_{23}}\right)\dot{Q}_{ABK I}$ $-\dot{W}_{supomp.} - \dot{W}_{elek.} - \dot{X}_{yokolan,ABK I} = 0$	$\eta_{II,ABK I} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolan,ABK I}}{\dot{X}_{22} + \dot{W}_{supomp.} + \dot{W}_{elek.}}$
<b>Alçak Basınç Kompresörü II (24-25)</b>	$\dot{W}_{ABK II} - \dot{Q}_{ABK II} = \dot{m}_6(h_{25} - h_{24})$	$\eta_{II,ABK II} = \frac{\dot{W}_{ABK II}}{\dot{W}_{elek.}}$	$\dot{X}_{24} - \dot{X}_{25} + \left(1 - \frac{T_{su}}{T_{25}}\right)\dot{Q}_{ABK II}$ $-\dot{W}_{supomp.} - \dot{W}_{elek.} - \dot{X}_{yokolan,ABK II} = 0$	$\eta_{II,ABK II} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolan,ABK II}}{\dot{X}_{24} + \dot{W}_{supomp.} + \dot{W}_{elek.}}$
<b>Yüksek Basınç Kompresörü I (% 33) (28-29)</b>	$\dot{W}_{YBK I} - \dot{Q}_{YBK I} = \dot{m}_1(h_{29} - h_{28})$	$\eta_{I,YBK I} = \frac{\dot{W}_{YBK I}}{\dot{W}_{elek.}}$	$\dot{X}_{28} - \dot{X}_{29} + \left(1 - \frac{T_{su}}{T_{29}}\right)\dot{Q}_{YBK I}$ $-\dot{W}_{supomp.} - \dot{W}_{elek.} - \dot{X}_{yokolan,YBK I} = 0$	$\eta_{II,YBK I} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolan,YBK I}}{\dot{X}_{28} + \dot{W}_{supomp.} + \dot{W}_{elek.}}$
<b>Yüksek Basınç Kompresörü II (%66) (30-31)</b>	$\dot{W}_{YBK II} - \dot{Q}_{YBK II} = \dot{m}_2(h_{31} - h_{30})$	$\eta_{I,YBK II} = \frac{\dot{W}_{YBK II}}{\dot{W}_{elek.}}$	$\dot{X}_{30} - \dot{X}_{31} + \left(1 - \frac{T_{su}}{T_{31}}\right)\dot{Q}_{YBK II}$ $-\dot{W}_{supomp.} - \dot{W}_{elek.} - \dot{X}_{yokolan,YBK I} = 0$	$\eta_{II,YBK I} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolan,YBK II}}{\dot{X}_{30} + \dot{W}_{supomp.} + \dot{W}_{elek.}}$
<b>Evaporatif Kondenser (32-33)</b>	$\dot{Q}_{KOND.} - (\dot{W}_{FANKOND.} + \dot{W}_{SUPOMP.KOND.})$ $= \dot{m}_3(h_{33} - h_{32})$	-----	$\dot{X}_{32} - \dot{X}_{33} - \dot{W}_{SUPOMP.KOND.} - \dot{W}_{FANKOND.}$ $-\dot{X}_{yokolan,KOND.} = 0$	$\eta_{II,KOND.} = \frac{\dot{X}_{33}}{\dot{X}_{32} + \dot{W}_{SUPOMP.KOND.} + \dot{W}_{FANKOND.}}$
<b>Genel Sistem</b>	$\dot{Q} - \dot{W} = \Delta U$	$\eta_{I,SISTEM} = \frac{\dot{Q}_{EVAP.toplam}}{\dot{W}_{elek.toplam}}$	-----	$\eta_{II,SISTEM} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolan,toplam}}{\dot{X}_{giren,toplam}}$

### 3.4. Eksergoekonomik Analiz

Enerji ve ekserji tüketerek, bir işi başka bir işe çeviren sistemlerin sürdürülebilirliği, sistem maliyetleriyle yakından ilgilidir. Bu sebeple enerji ve ekserji analizlerini içeren çalışmalarda, ekonomik analizler ön plana çıkmaktadır. Ekserji, maliyet, enerji ve kütle (Exergy-Cost-Energy-Mass) denge denklemlerinin kullanıldığı EXCEM metodu ilk olarak Rosen (1990) tarafından, kömür yakıtlı elektrik santralının termodinamik kayıplar ve yatırım maliyetleri arasındaki bağıntıyı incelemek için kullanılmıştır. Enerji, ekserji kütle ve maliyetlerde aynı şekilde denge denklemleri yazılabilir.

$$X \text{ Girişi} + X \text{ Üretimi} - X \text{ Çıkışı} = X \text{ Birikimi} \quad (3.77)$$

Denklemden X görülen yere analiz edilecek değişken kullanıldığında denklemi maliyet dengesi şeklinde yazarsak;

$$\text{Maliyet Girişi} + \text{Maliyet Üretimi} - \text{Maliyet Çıkışı} = \text{Maliyet Birikimi} \quad (3.78)$$

olacaktır. Maliyet üretimini yatırım, bakım, işletme vb. toplam maliyetleri oluşturmaktadır.

Sistemlerde ve tesislerde maliyetlerin büyük kısmını yatırım maliyetleri oluşturmaktadır. Maliyet analizlerinde EXCEM metodunu kullanarak sadece yatırım maliyetini hesaba katmak hem işlemleri kolaylaştıracak hem de üretim maliyetlerinin göz önüne alındığı işlemlere oldukça yakın sonuçlar verecektir (Dincer & Rosen, 2007).

EXCEM metoduyla maliyet analizinde enerji yok oluşu çıkan atık enerji miktarı olarak nitelendirilmiş ve ( $\dot{L}_{en}$ ) sembolüyle gösterilmiştir. Ekserji yok oluşu ise maliyet analizinde ( $\dot{L}_{ex}$ ) sembolüyle tanımlanmıştır. Denklemlerde yatırım maliyeti ( $K$ ) ile gösterilmiştir.

$$\dot{L}_{en} \equiv \text{Çıkan Atık Enerji Miktarı} \quad (3.79)$$

$$\dot{L}_{ex} \equiv \text{Ekserji Tüketim Miktarı} + \text{Çıkan Atık Ekserji Miktarı} \quad (3.80)$$

Enerji kayıp oranlarının maliyetlere oranı ( $\dot{R}_{en}$ ) parametresi ile tanımlanmıştır. Ve aşağıdaki şekilde formüle edilmektedir.

$$\dot{R}_{en} = \frac{\dot{L}_{en}}{K} \quad (3.81)$$

Ekserji kayıplarının maliyet oranı için ( $\dot{R}_{ex}$ ) parametresi ile tanımlanmaktadır. Denklemi ise;

$$\dot{R}_{ex} = \frac{L_{ex}}{K} \quad (3.82)$$

şeklindedir.

Bu çalışmada incelen buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ekonomik analizi, EXCEM metodu kullanılarak yapılmıştır. Yapılan maliyet analizinde, ilk yatırım maliyetleri göz önüne alınmış, diğer maliyetler veri eksikliğinden hesaba katılamamıştır. Bu durum analizi ortalama 0,001 oranında daha düşük çıkmasına sebep olacağı için genel sonucu çok çok az etkileyecektir.

Yapılan ölçümler sonucunda elde edilen veriler, türetilen denklemlerde kullanılarak iki kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine enerji, ekserji ve maliyet analizleri uygulanmıştır. Analizler sonucunda elde edilen değerler tablo halinde Tablo 3.5'te verilmiştir.



Tablo 3.5 Enerji Ekserji Ve Maliyet Analizi Sonuçları

	Enerji Transferi Q, W (kW)	I. Yasa Verimi (%)	Yok Olan Ekserji	II. Yasa Verimi (%)	Bağlı Tersinmezli k RI (%)	K (USD)	$\dot{L}_{en}$ (kW)	$\dot{R}_{en}$ (W/USD)	$\dot{L}_{ex}$ (kW)	$\dot{R}_{ex}$ (W/USD)
Likit Tankı (33-1)	-0,0002	-----	0,00099	≅ 100	≅ 0	5.000	0	0	≅ 0	≅ 0
Sıcaklık –Basınç Regülasyon Valfi (1-2)	-----	-----	≅ 0	0	≅ 0	1.600	0	0	≅ 0	0
Yüksek Basınç Yoğuşma Tankı (3-4-14-26-27)	11,48	-----	6,765	96,47	4,087	5.000	0	0	6,765	1,353
Sıcaklık –Basınç Regülasyon Valfi (4-5)	-----	-----	≅ 0	100	≅ 0	1.600	0	0	≅ 0	0
Alçak Basınç Yoğuşma Tankı (6-13-21)	-0,0954	-----	0	100	≅ 0	5.000	0	0	0	0
Alçak Basınç Amonyak Pompası (6-7)	7,417	39,04	20,93	11,56	12,65	18.000	0	0	20,93	1,163
Selonoid Valf (8-9)	-----	-----	0,1018	99,61	0,062	1.100	0	0	0,1018	0,013
Evaporatör 7 Soğuk Oda İçin (-18°C ) (9-10)	133,532	-----	41,86	55,26	25,29	82.700	133,53	1,61	41,86	0,506
Pilot Valf–Selonoid Valf (10-11)	-----	-----	0,0692	100	0,042	2.800	0	0	0,0692	0,0035
Yüksek Basınç Amonyak Pompası (14-15)	8,898	88,98	11,07	83,82	6,689	8.600	0	0	11,07	1,287
Selonoid Valf (16-17)	-----	-----	0,0694	98,99	0,042	1.100	0	0	0,0694	0,009
Evaporatör 1 Soğuk Oda için (±0°C) (17-18)	25,4	-----	5,980	47,13	3,613	11.800	25,4	2,152	5,980	0,507
Pilot Valf - Selonoid Valf (18-19)	-----	-----	0,0098	99,63	0,006	2.700	0	0	0,0098	0,0035
Alçak Basınç Kompresörü I (22-23)	17,7	65,34	9,619	65,08	5,812	64.000	0	0	9,619	0,150
Alçak Basınç Kompresörü II (24-25)	17,7	66,51	9,132	66,25	5,818	64.000	0	0	9,132	0,142
Yüksek Basınç Kompresörü I (% 33) (28-29)	22,4	70,07	11,81	75,79	7,136	64.000	0	0	11,81	0,185
Yüksek Basınç Kompresörü II (%66 ) (30-31)	44,79	81,34	14,79	83,82	8,936	64.000	0	0	14,79	0,231
Evaporatif Kondenser (32-33)	-426,7	-----	32,76	76,13	19,794	47.000	0	0	32,76	0,697
Genel Sistem	-----	63,71	165,51	33,64	100	450.000	158,93	3,76	165,51	6,413

#### 4. Bulgular Ve Tartışma

Bu çalışmada; yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkan R-717 ile çalışan iki kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine enerji, ekserji ve maliyet analizleri uygulanmıştır. Çalışmada, belirlenen önemli çevrim noktalarında sistem sürekli iken sıcaklık, basınç ve debi ölçümleri yapılmış ve bu veriler kullanılarak belirlenen noktaların termodinamik özellikleri belirlenmiştir. Soğutma sistem elemanlarına ait termodinamik özellikler kullanılarak noktalarının enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Enerji ve ekserji analizlerinde kullanılan denklemler ve sonuçları tablolar halinde verilmiş ve ekserji akışı diyagram çizilerek gösterilmiştir.

İki kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin birinci kademesi, buharlaştırıcı basıncını, yüksek basınç kompresörlerinin giriş basıncına yükselten, 2 adet alçak basınç kompresörleri oluşturmaktadır. Kataloglarında pistonlu tip alçak basınç kompresörlerinin her birinin gücü 55 kW olduğu belirtilmiştir. Ancak sistem sürekli hale geldiğinde oluşan çalışma şartlarında, %100 çalışma yükünde çalışan alçak basınç kompresörlerinin çektiği güç sırasıyla 27,797 kW ve 23,310 kW olduğu belirlenmiştir. Alçak basınç kompresörlerine toplam giren güç ise 55,107 kW'tır. Paralel çalışan iki kompresöre 158,81 kW enerji ile giren soğutucu akışkanın enerjisi 353,16 kW'a yükseltilir. Alçak basınç kompresörü I %65,34 enerji veriminde çalışırken, alçak basınç kompresörü II ise %66,51 Yasa verimi ile çalışmaktadır.

Alçak basınç kompresörleri tarafından 39,978 kW ekserji çevrime verilirken toplam 19,378 kW ekserji, tersinmezliklere harcanır. Kompresörlerde oluşan tersinmezliklerin bir kısmı soğutma suyuna ve çevre havaya ısı ile aktarılırken, bir kısmı ise kompresörlerde çalışma sırasında meydana gelen titreşimlerde harcanmaktadır. Bu değerler kullanılarak hesaplanan Ekserji verimleri, Enerji verimlerinden az da olsa daha düşük olduğu saptanmıştır. Alçak basınç kompresörü I için yapılan işlemlerde ekserji verimi %65,08 bulunmuştur. İkinci alçak basınç kompresörünün ekserji verimi ise %66,25 olarak belirlenmiştir. Alçak basınç kompresörlerinde oluşan tersinmezliğin, sistemdeki toplam tersinmezliğe oranı ise %11,3'tür.

Excem metodu kullanılarak yapılan maliyet analizinde, kompresörlerde kaybolan ekserjinin maliyeti, tüm maliyetin %5,047 sini oluşturmaktadır. Alçak basınç kompresörlerinde oluşan tersinmezliklerin maliyeti ise 0,292 W/\$'dir.

Alçak basınç kompresörlerinin çıkışında, iletim hattında birleşerek 353,16 kW enerjiye sahip soğutucu akışkan yüksek basınç yoğunlaşma tankına gönderilir. Soğutma sistemde ikinci bir kondenser görevini gören yoğunlaşma tankında 11,48 kW'lık bir enerji transferi meydana gelmektedir.

Yüksek basınç tankında 6,765 kW'lık ekserji yok oluşu meydana gelmektedir. Bu değer sistem ekserji kayıplarının %4,087'sini oluşturmaktadır. Yüksek basınç tankı %96,47 ile oldukça yüksek II. Yasa verimi ile çalışmaktadır. Yüksek basınç tankında meydana gelen tersinmezliklerin maliyeti ise 1,353 W/\$ olduğu belirlenmiştir.

Yüksek basınç tankında bulunan soğutucu akışkanın bir kısmı ( $\pm 0^{\circ}\text{C}$ ) rejiminde çalışan soğuk odaları beslemek üzere tanktan ayrılırken, bir kısmı ise alçak basınç tankına gönderilir. Tankın içinde bulunan gaz fazındaki soğutucu akışkan yüksek basınç kompresörünü beslemektedir.

Yüksek basınç tankından 431,98 kW enerji ile ayrılan soğutucu akışkan paralel çalışan iki adet yüksek basınç kompresörüne gelir. Soğutma çevriminin II. kademesini oluşturan yüksek basınç kompresörleri 6 silindirli ve 110 KW gücündedir. Ölçümlerde kompresörlerinin çalışma yükleri sırasıyla %33 ve %66 çalışma yükleri ile devreye alınmıştır. Yüksek basınç kompresör I , %33 yükünde çalışması sırasında, 30,90 KW güç çektiği belirlenmiştir. YBK II ise, %66 yükünde çalışmasıyla çektiği güç 53,197 KW'tır. Güç değerleri katalog değerlerinin altında olduğu açıkça görülmektedir. Güç değerlerin düşük olması enerji verimlerini de yükseltmektedir. I. Yasa verimleri sırasıyla %70,07 ve %81,34 olan yüksek basınç kompresörlerinden yüksek yükte çalışan kompresörün daha verimli çalıştığı görülmektedir. Buradan kompresörün tam yükte çalışması I. Yasa verimini daha da yükseltmesi öngörülebilir.

Yüksek basınç kompresörü I'de soğutucu akışkana 22,4 kW, yüksek basınç kompresörü II'de ise soğutucu akışkana 44.79 kW'lık enerji transfer olmaktadır.

Kompresöre verilen 84.097 kW'lık elektrik enerjisinin 69,86 kW'tını soğutucu akışkana enerji olarak aktarmaktadır. Soğutucu akışkana verilen bu enerji ile birlikte toplam enerji, yüksek basınç kompresörleri çıkışında 501,84 kW' ta yükselir. Soğutucu akışkana verilen enerjinin kullanılabilir kısmı, yani ekserjisinin 26,6 kW'ı iki kompresörde tersinmezliklere harcanmaktadır. Soğutucu akışkan iki yüksek basınç kompresörlerinin çıkışında iletim hattında birleşerek kompresörlerden transfer edilen 61,69 kW ekserji ile toplam 110,77 kW ekserjiye ulaşır. Yüksek basınç kompresörlerinde meydana gelen toplam tersinmezlik 26,6 kW'tır. Bu değer sistem tersinmezliklerinin %16,1'ni oluşturmaktadır. Alçak basınç ve yüksek basınç kompresörleri birlikte değerlendirildiğinde, sistemde meydana gelen toplam tersinmezliğin %27,4 'ünü oluştururlar. Bu tersinmezlik değeri ile kompresörler, evaporatörlerden sonra ikinci sırayı almaktadırlar.

Yüksek basınç kompresöründe silindir sayısının az olması tersinmezlikleri yüzdeler olarak azaltırken, çekilen güç tersinmezlik değerini artırmaktadır. Yüksek basınç kompresöründe tersinmezliklerin maliyeti 0,327 W/\$'dır. Yüksek basınç kompresörlerinin çıkışında iletim hattında birleşerek kondensere gönderilen soğutucu akışkanın enerjisi, sistemdeki diğer yüklerle birlikte

501,9 kW ta ulaşmaktadır. Bu enerjinin 426,7 kW'lık kısmı evaporatif kondenserde ısı geçişi ile çevre hava ve soğutma suyuna transfer olmaktadır. Evaporatif kondenserde yer alan su pompası ve fanların harcadıkları enerji ile birlikte ekserji kaybı değeri 32,76 kW 'ta ulaşmaktadır. Toplam tersinmezliklerin %19,8'ini oluşturan bu değer maliyet oranlarını da yükseltmektedir. Oluşan tersinmezliklerin maliyeti 0,697W/\$ olarak belirlenen evaporatif kondenserin ekserji verimi ise %76,13 olarak belirlenmiştir.

Evaporatif kondenser çıkışında yoğuşan soğutucu akışkan 101,62 kW toplam enerji ile likit tankına gönderilir. Sistemde soğutucu akışkanının, dinlenerek tamamen likit hale gelmesini sağlayan likit tankında 0,199 W gibi oldukça küçük bir değerde ısı şeklinde enerji transferi olmaktadır. Yaklaşık %100 ekserji verimi ile çalışan likit tankında oluşan tersinmezlikler de yok denecek kadar azdır. Likit tankında 0,000999 kW enerji kaybı, ekserji kaybı maliyetinide 0,0001 W/\$ değerine düşmektedir.

Sistemde ve ölçümler sırasında çevrimde yer alan olan basınç sıcaklık regülasyon valflerinin herhangi bir enerji ve ısı transferi söz konusu olmadığından tersinmezliklerin oluşmadığı kabul edilmiştir. Bu sebeple II. Yasa verimleri hesaplanmamıştır. Evaporatör girişlerinde, soğutucu akışkanın debisini ayarlayan ve soğutucu akışkan basıncını pompa basıncından evaporatör basıncına kısan selonoid valfler 10 W enerji ile devreye girmektedir. Harcadıkları enerji miktarının çok düşük olması sebebiyle, selonoid valflerde oluşan ekserji kayıpları da oldukça düşüktür.

Soğukta muhafaza rejiminde çalışan soğuk oda için devreye giren solenoid valfte oluşan tersinmezlik 0,01455 kW olurken II. Yasa verimi %99,61 olarak belirlenmiştir. Donmuş muhafaza (-18°C) rejiminde çalışan soğuk oda girişlerinde bulunan solenoid valflerin tersinmezlikleri 0,0692 kW bulunmuştur. Solenoid valflerin ekserji verimi ise %98,99 ile %99,61 arasında değişmektedir.

Soğutma sisteminde, evaporatör çıkışında pilot valfler ve solenoid valfler kombine halinde kullanılmıştır. Donmuş muhafaza (-18 °C) rejiminde çalışan 7 adet soğuk odanın çıkışında yer alan valflerden oluşan toplam ekserji kaybı 0,1019 kW değerindedir. Soğukta muhafaza ( $\pm 0^{\circ}\text{C}$ ) rejiminde çalışan soğuk oda çıkışındaki pilot valf ve solenoid valfte tersinmezlik 0,0099 kW gibi çok küçük bir değerdedir.

Yukarıda belirtilen değerlerde tersinmezliklerin oluştuğu valflerin tamamı, genel sistemdeki tersinmezliklerle birlikte analiz edildiğinde %0,05 gibi oldukça küçük bir değere sahiptir. Verimleri %98 üzerinde olan valflerde II. Yasa veriminde düzeltme gereği görülmemektedir.

Yüksek basınç yoğuşma tankından, alçak basınç yoğuşma tankına gönderilen soğutucu akışkan 33,55 kW enerjiye sahiptir. Soğutma sisteminde donmuş muhafaza rejiminde çalışan evaporatörlere sıvı akışkanın gitmesini sağlamak için yer alan alçak basınç yoğuşma tankı -38°C

sıcaklığa sahiptir. Tankta dışarıya doğru 0,0954 kW ısı transferi olduğu belirlenmiştir. Ölü hal şartlarının oldukça altındaki değerlerde olan tankta ekserji kaybı  $\approx 0$  olarak kabul edilmiştir. Ve II. Yasa verimi %100 dür.

Alçak basınç yoğuşma tankından, evaporatörleri beslemek üzere sıvı fazındaki soğutucu akışkan toplam 162,06 kW'lık ekserji ile alçak basınç pompalarına gönderilir. Alçak basınç pompalarında basıncı artırılırken sıcaklığı da artan soğutucu akışkanın toplam ekserjisi 160,16 kW'a düşer. Her biri 9,5 kW olan ve paralel çalışan alçak basınç pompalarında verilen işin büyük kısmı tersinmezliklere dönüşmektedir.

Alçak basınç pompalarında toplam 20,93 kW ekserji kaybı oluşmaktadır. Toplam tersinmezlik oldukça yüksek olan alçak basınç pompalarının enerji verimini %39,4'de kalmaktadır. Ekserji verimi ise daha da düşerek %11,56 ya gerilemektedir. Ekserji verim değerlerinden alçak basınç pompalarında %88,44'lük bir iyileştirme yapılabilir.

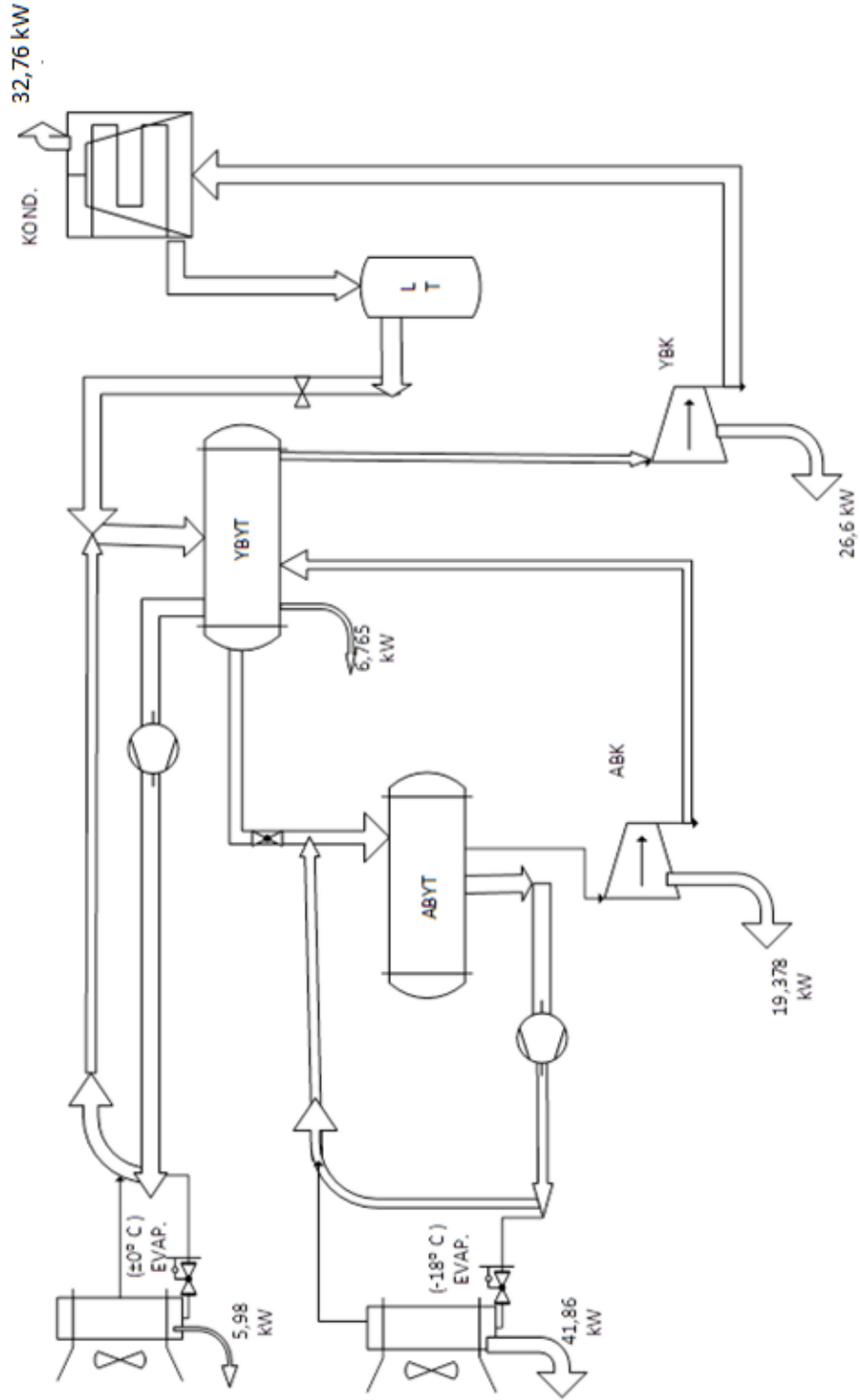
Yüksek basınç pompalarından sadece 1 tanesi ölçümler sırasında devreye alınmıştır. Bu durum, yüksek basınç pompalarındaki kayıpları ve iş girişini azaltarak, %88,98 enerji verimi elde edilmesini sağlamıştır. Yüksek basınç tankı çıkışında yer alan yüksek basınç pompasının girişinde soğutucu akışkanın enerji 24,71 kW'tır. Pompa çıkışında ise soğutucu akışkanına 7,08 kW iş geçişi olmaktadır. Soğutucu akışkanın sıkıştırılmasıyla pompa çıkışında 11,070 kW'lık ekserji kaybolmaktadır. Bütün sistemde oluşan tersinmezlikle oranlandığında, toplam tersinmezliğin %7,626'sını oluşturmaktadır. Soğutucu akışkanı pompa çıkışında toplam 55,35 kW ekserjiyle soğutma sistemindeki  $\pm 0^{\circ}\text{C}$  rejiminde çalışan bir adet soğuk odanın evaporatörlerine gönderilmemektedir. Evaporatörlerde ortamdaki ısıyı çekerek kızgın buhar haline gelen soğutucu akışkanının enerjisi 3,26 kW'tan 22,67 kW'a yükselmektedir. Soğutucu akışkanının enerjinin yükselmesine karşın, kullanılabilirliği 2,66 kW'a kadar düşmektedir. Soğukta muhafaza ( $\pm 0^{\circ}\text{C}$ ) rejiminde çalışan evaporatörlerde 5,98 kW'lık tersinmezlik meydana gelmektedir. Bağlı tersinmezliği ise %3,06 dır.

Soğukta muhafaza ( $\pm 0^{\circ}\text{C}$ ) rejiminde çalışan evaporatörlerin ekserji verimi %47,13 olarak belirlenmiştir. Bir ısı değiştirici olan evaporatörlerin enerji verimi tanımlanmamıştır. Bu tip sistemlerde verim, soğutma tesir katsayısı (STK) ile belirlenir. Ancak enerji verimlerinden ziyade ekserji verimleri sistemlerde düzeltilme oranları belirlemek için kullanılabilir. Bu sebeple ısı değiştirici kabul edilen evaporatörler ve evaporatif kondenserde STK hesaplanmamıştır.

Deneyler sırasında, entegre soğuk hava tesisinde donmuş muhafaza ( $-18^{\circ}\text{C}$ ) rejiminde çalışan 7 adet soğuk oda devreye alınmıştır. Orta büyüklükte olduğu kabul edilen odalarda paralel çalışan 2 adet evaporatör mevcuttur. Tablo 3.2'de belirtilen değerler 7 adet soğuk oda toplam ısı transferi ve tersinmezlik değerleridir.

Soğuk odalarda toplam 133,532 kW ısı transferi olmaktadır. Ekserji verimi.%55.26 olan evaporatörlerde meydana gelen tersinmezlik 41,86 kW'tır. Sistemde ki en büyük kayıp olan tersinmezlik değeri sistemdeki tersinmezliklerin %25.29'sini oluşturmaktadır.

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde uygulanan ekserji analizinde bulunan kaybolan ekserji miktarları ve ekserji akışı Şekil 4.1'de gösterilmiştir.



**Şekil 4.1** Sistemde Ekserji Akımı Ve Ekserji Yok Oluşları

İki kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde yapılan ölçüm değerleri kullanılarak genel sistem verimleri belirlenmiştir. Genel sistem için I. Yasa verimi %63,71, II. Yasa verimi ise %33,64 bulunmuştur.

Sistem elemanları, ilk yatırım maliyetlerinin enerji ve ekserji kayıplarıyla irdelenerek kullanılmayan enerji ve yok olan ekserjinin maliyetleri EXCEM metodu kullanılarak hesaplanmıştır. Sistemdeki enerji kayıpları evaporatörlerde oluşmaktadır. Soğukta muhafaza rejiminde çalışan evaporatörlerde kaybolan enerjinin maliyeti 2,152 W/\$'dır. Donmuş muhafazada ise maliyet azalarak 1,61 W/\$ değerine düşer. Buradan yola çıkarak donmuş muhafaza daha ekonomik ve ticari değeri daha yüksektir. Yapılan maliyet analizinde ekserji kayıplarının oluşturduğu en yüksek oranların 2,45 W/\$ 'la amonyak pompalarında oluşmaktadır. Yüksek basınç yoğunlaşma tankında oluşan kayıpların maliyet oranları 1,353 W/\$' bulunmuştur. Evaporatif kondenserde oluşan ekserji yok oluşunun maliyeti ise 0,697 W/\$'dır. Yüksek basınç kompresörlerinde 0,398 W/\$ olan bu değer, alçak basınç kompresörlerinde 0,292 W/\$'dir. Genel sisteminde oluşan tersinmezliklerin maliyeti ise 6,419 W/\$ bulunmuştur.



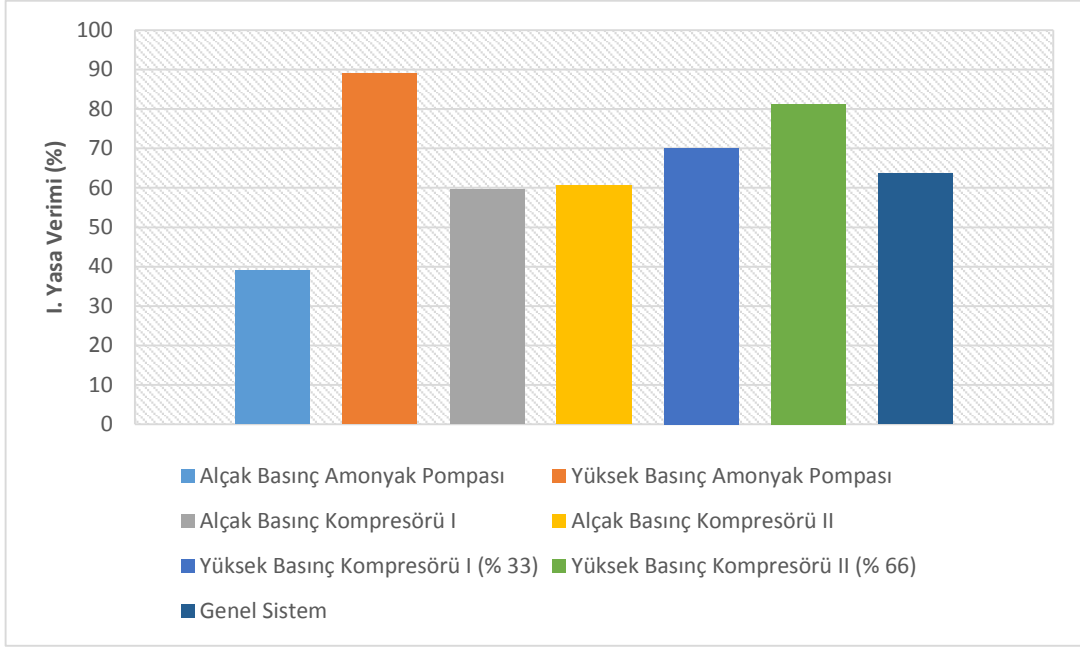
#### 4.1. Sonuçlar Ve neriler

Soğuk hava entegre tesisinde soğutma çevrimini oluşturan, iki kademeli buhar sıkıştırmalı soğutma çevrim elemanlarına enerji, ekserji ve maliyet analizleri yapılmıştır. Enerji ve ekserji analizlerinde, sistem elemanlarındaki enerji ve ekserji kayıpları belirlenmiş, maliyet analizinde bu kayıpların maliyetleri hesaplanmıştır.

Soğutma sisteminde uygulanan enerji analizinde, en büyük enerji transferi 426,7 kW ile evaporatif kondenserde kızgın soğutucu akışkandan, evre havaya ve soğutma suyuna ısı transferi ile gerçekleşen enerji transferi şeklinde gerçekleşmektedir. Sistemden ayrılan ısı başka bir şekilde değerlendirilemediği için yaralı işe dönüştürülememektedir. Evaporatif kondenseri, 8 soğuk odada bulunan 14 evaporatörün soğutulan ortamdan çektiği ısı yükü izlemektedir. Soğuk odalardan evaporatörler yardımıyla, soğutucu akışkana çekilen ısı miktarı 158,93 kW'tır. Aldıkları elektrik enerjisini, soğutucu akışkana akış enerji olarak aktaran kompresörler toplam 102,59 kW enerjuyu soğutucu akışkana transfer etmektedir. Alçak ve yüksek basınç kompresörlerine verilen enerjinin 35,804 kW'tı yararlı işe dnüştürlemeyerek kompresörlerden ısı ve titreşim şeklinde çıkmaktadır. Yüksek basınç amonyak pompası tesiste yer alan soğukta muhafaza odalarını beslemek için soğutucu akışkana akış enerjisi sağlarken, 8,898 kW'lık enerji transferi meydana gelmektedir. Alçak basınç amonyak pompalarının çektiği toplam güç 19 kW olmasına rağmen çevrime 7,417 kW enerji transfer etmektedir.

Sistem elemanlarının I. Yasa verimleri karşılaştırıldığında en yüksek verim %88,98 değeriyle yüksek basınç amonyak pompasına aittir. İkinci sırada ise %66 yük ile çalışan yüksek basınç kompresörü II. yer almaktadır. Yüksek basınç kompresörü II'nin I. Yasa verimi %81,34'tür. Yüksek basınç kompresörü II'nin ise I. Yasa %70,07 olduğu belirlenmiştir. Yüksek basınç kompresörü I aldığı enerjinin %11,02'sini, Yüksek basınç kompresörü II ise %29,93'n yararlı işe dönüştürülememektedir. Yüksek basınç kompresörlerinin I. Yasa verimleri karşılaştırıldığında, yüksek yükte çalışan kompresörün veriminin daha yüksek bulunmuştur. Çalışma şartlarına göre, iki ayrı kompresör yerine tam yükte 1 kompresör alıştırması, kompresör verimini daha da artırılacağı öngörülebilir. İki kademeli soğutma çevriminin birinci kademesini oluşturan alçak basınç kompresörlerinin her ikisi de ölçümler sırasında %100 yükte çalışmaktadır. I. Yasa verimleri ise sırasıyla %65,34 ve %66,51 olduğu belirlenmiştir. Alçak basınç amonyak pompaları soğutma sisteminde en düşük I. Yasa verimine sahip elemanlardır. Alçak basınç pompalarının I. Yasa verimleri %39,04 olduğu belirlenmiştir.

Genel sistem için yapılan enerji analizinde I. Yasa verimi %63,71 bulunmuştur. Sistem elemanları ve genel sistemin I. Yasa verimleri, daha kolay karşılaştırma yapılabilmesi için grafiksel olarak çizilmiş ve şekil 4.2'de gösterilmiştir.



**Şekil 4.2** Soğutma Çevrim Elemanlarının I. Yasa Verimleri

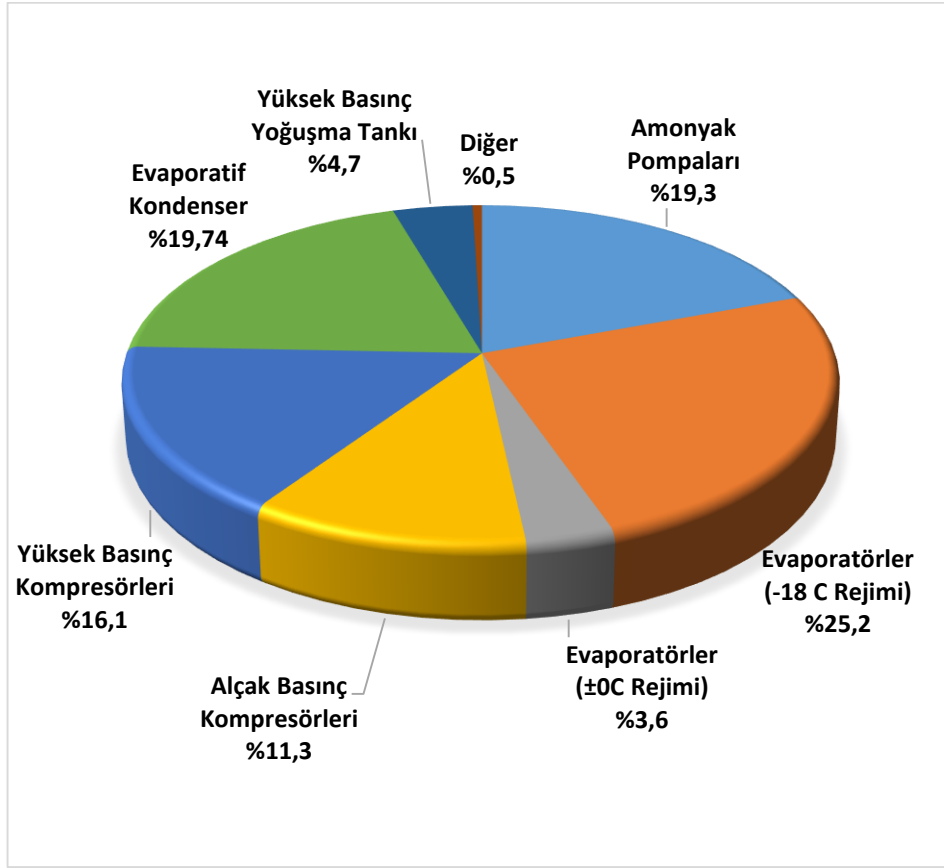
Soğutma sisteminin enerji veriminin yükseltilebilmesi için ilk olarak, sistemde düşük I. Yasa verimine sahip çevrim elemanlarının I. Yasa verimlerinin yükseltilmesi gerekmektedir. I. Yasa verimlerinin yükseltilmesi gereken elemanların ilki alçak basınç amonyak pompaları, ikincisi ise alçak basınç amonyak kompresörleridir. Ayrıca yukarıda belirtildiği gibi pompa ve kompresörlerin tam yükte çalıştırılması durumunda hem soğutma elemanının hem de genel sistemin I. Yasa verimlerinde artış olacaktır.

İki kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde yer alan sistem elemanlarına ekserji analizi uygulanmıştır. Ekserji analizinde; ekserji yok oluşları ve II. Yasa ekserji verimi, soğutma elemanları ve genel sistem için yazılan formüllerle EES programı kullanılarak hesaplanmıştır. Hesaplanan ekserji yok oluşları kullanılarak her eleman için bağıl tersinmezlik değeri belirlenmiştir. Soğutma çevriminde yer alan soğutma elemanlarından evaporatörlerin, ekserji yok oluşu diğer bir değişle tersinmezliği en yüksek olan eleman olduğu saptanmıştır. Evaporatörlerde toplam 47,84 kW ekserji yok olmaktadır. Bu değeri etkileyen en önemli faktör, evaporatörlerde yer alan fanların çektiği elektriksel güçtür. Sistemde ikinci en yüksek yok oluş evaporatif kondenserde 32,76 kW ile gerçekleşmektedir. Amonyak pompaları soğutucu akışkanın basıncını yükseltirken sıcaklığını da artırmaktadır Bu durum yok olan ekserji miktarını da doğrusal olarak artırmaktadır. Amonyak pompalarında toplam 32 kW'lık ekserji kaybı ile üçüncü sırada yer almaktadır.

Kompresörlerde çekilen elektriksel gücün katalog değerlerinden düşük olması, ekserji yok oluş değerlerini azaltmaktadır. Alçak basınç kompresörlerinde toplam 18,751 kW ekserji yok olurken, bu değer yüksek basınç kompresörlerinde 26,6 kW'a yükselmektedir. Sistemde ikinci bir kondenser görevini gören aynı zamanda karışma odası olarak kabul edilebilecek yoğuşma tankları yer almaktadır. Yüksek basınç yoğuşma tankında kondenserden, evaporatörlerden ve alçak basınç kompresörlerinden gelen soğutucu akışkan, basıncı düşürülerek soğutulur ve pompa yardımıyla evaporatörleri beslerken, yüksek basınç kompresörleri de kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanı çeker. Bu işlemler gerçekleşirken yüksek basınç yoğuşma tankında 6,765 kW ekserji yok olmaktadır. Soğutma sisteminin tamamında yok olan ekserji ise 165,51 kW'tır.

Sistemde en yüksek ekserji yok oluşunun gerçekleştirildiği evaporatörler ve evaporatif kondenserde yapılacak iyileştirme ile sistemdeki ekserji yok oluşları azalacaktır.

Ekserji yok oluşlarının, diğer bir değişle tersinmezliklerin daha açık anlaşılabilmesi ve soğutma sistem elemanlarının ekserji kayıp oranlarının daha net anlaşılabilmesi için bağıl tersinmezlikleri hesaplanmıştır. En yüksek bağıl tersinmelik, ekserji yok oluşunun en fazla olduğu evaporatörlerde olmaktadır. Evaporatörlerde bağıl tersinmezlik %28,903 hesaplanmıştır. Diğer bir değişle sistemde oluşan tersinmezliklerin %28,903'nü evaporatörler oluşturmaktadır. İkinci sırada ise %19,79 oranıyla evaporatif kondenser yer almaktadır. Evaporatif kondenseri %19,34 bağıl tersinmezlik oranıyla amonyak pompaları izlemektedir. Soğutma sistem elemanlarının bağıl tersinmezlikleri pasta diyagramı çizilerek Şekil 4.3'te gösterilmiştir.



**Şekil 4.3** Soğutma Sistem Elemanlarının Bağıl Tersinmezlikleri

Sistemde yapılabilecek iyileştirmeler ekserji verimi ile bulunabilir. Soğutma sistemi ve elemanları için yazılan II. Yasa ekserji verimleri hesaplanmış ve tablolar halinde verilmiştir. Hesaplanan II. Yasa verim değerlerinde valflerin %100 ile %98,99 arasında olduğu belirlenmiştir. Likit tankında ekserji kayıplarının çok küçük olması II. Yasa verimini %100'e yaklaştırmaktadır. Yüksek basınç yoğuşma tankının verimi ise yine yüksek bir değer %96,47 bulunmuştur. Bu sistem elemanlarında II. Yasa veriminin oldukça yüksek olması sebebiyle, yapılabilecek iyileştirme oldukça küçük olduğundan genel sistem verimini etkilemeyecektir.

Kompresörlerde, farklı çalışma yüklenmelerinin verime etkisini incelemek için yüksek basınç kompresörlerinin çalışma şartları %33 ve %66 olarak ayarlanmıştır. Yüksek basınç kompresörlerinin II. Yasa verimleri sırasıyla %75,79 ve %83,32 bulunmuştur. Daha yüksek çalışma yüklerinde olan kompresörün II. Yasa verimi de daha yüksek olması, kompresörlerin mümkün olduğunca tam yüklerde çalışmasının gerekliliğini ortaya koymaktadır. Alçak basınç kompresörlerinin II. Yasa verimleri yüksek basınç kompresörlerinin II. Yasa verimlerinden daha düşük değerlerdedir. Kompresörlerde yapılacak iyileştirmelerin II. Yasa verimleri sırasıyla

%65,08 ve %66,25 olan alçak basınç kompresörlerinden başlanması daha sistematik bir yaklaşım olacaktır. Alçak basınç kompresörleri için yapılacak yeni tasarımlarda silindir sayısını azaltmanın, verimi artıracığı öngörülebilir. Ayrıca tesiste gerçekleştirilecek yenileme işlemlerinde yeni teknoloji faz kontrollü kompresörlerin kullanılması genel sistem verimini artıracaktır.

Soğutma sisteminde yer alan soğuk odalarda bulunan evaporatörlerin II. Yasa verimleri belirlenmiş ve tablolar halinde verilmiştir. Soğuta muhafaza ( $\pm 0^{\circ}\text{C}$ ) rejiminde çalışan evaporatörlerin II. Yasa verimleri %47,13 olarak hesaplanmıştır. Donmuş muhafaza ( $-18^{\circ}\text{C}$ ) rejiminde çalışan evaporatörlerin II. Yasa verimleri ise %55,26 bulunmuştur. Soğuk hava entegre tesislerinde ( $\pm 0^{\circ}\text{C}$ ) ve üzerindeki değerlerde soğukta muhafaza edilen depo ürünlerinin ürettiği ısı ve nem muhafaza için harcanması gereken soğutma yükünü artırmaktadır. Bu muhafaza metodu, depo ürünleri için soğutma ile kontrollü atmosfer olarak bilinen ortamdaki oksijen miktarını azaltarak üründe oluşan kimyasal reaksiyonları yavaşlatmak teknik soğutma yükünü oldukça azaltacaktır. Donmuş muhafaza odalarındaki soğutma yükünü azaltmak için ise tek çeşit daha fazla ürün miktarının depolanması halinde soğutma yükü azalırken ve fazla hava sirkülasyonunun önüne geçilerek ürünün zarar görmesi engellenebilir. Ayrıca karışık oda sıcaklık dizilimi yerine sürekli çalışan soğuk depolarda birbirine yakın sıcaklıklar uygulanan soğutma yükünü düşürecektir. Evaporatörlerin daha yüksek verimli evaporatörlerle değiştirilmesi ile evaporatörlerde meydana gelen toplam sistemin %28,8'ni oluşturan kayıplar oldukça azaltılabilir.

Soğutma çevriminde, soğutucu akışkanın soğutulan ortamdan aldığı ısıyı çevre ortama aktararak soğutma çevriminin devamını sağlayan evaporatif kondenserin II. Yasa verimi %76,13 olduğu belirlenmiştir. Tesis dışında açık alanda yer alan kondenser sürekli olarak çevre şartlarına maruz kalmaktadır. Üçok (2011) yaptığı çalışmada ısı değiştiricinin yüzey alanlarının temizliğinin COP değerlerine etkisini karşılaştırmış ve temiz yüzey alanının aynı çalışma şartlarında 0,55 artığını göstermiştir. Evaporatif kondenser gibi çevre şartlarına maruz kalan ısı değiştiricilerde periyodik bakım ve temizlik verimi artıracaktır. Ayrıca çevrimden alınan ısı enerjisinin, ısıtma ya da enerji dönüştürme sistemlerinin her hangi birinde değerlendirilmesi atık enerji ve ekserjyiy yararlı işe dönüştürecek ve verimi artırırken çevreye olan etkileri azaltacaktır.

Yüksek basınç amonyak pompasının II. Yasa verimi %83,82 gibi oldukça iyi bir değerdeyken, alçak basınç amonyak pompalarının II. Yasa verimleri %11,56'ya kadar düşmektedir. Yüksek basınç amonyak pompasının veriminin daha yüksek bulunması, pompanın tam yükte çalışması ve doğru pompa seçimiyle açıklanabilir. Aynı çalışma şartları alçak basınç amonyak pompaları için oluşturulduğunda II. Yasa verimleri yükselecektir. Soğutma sisteminde en düşük verime amonyak pompaları sahiptir. Yoğuşma tanklarının yerleri doğal akışla akışkan taşınımı sağlanabilecek yerlere taşınmasıyla pompaların gücü azaltılabilir ya da devreden

tamamen çıkarılabilir. Amonyak pompalarının tamamen devreden çıkarılması durumunda genel sistemin II. Yasa verimini %5,8 artırmak mümkün olacaktır.

Sistem elemanlarında yapılacak iyileştirme önem sırasına göre, pompalardan başlayarak evaporatörle devam edilmelidir. Kompresörlerde verimi artırmaya yönelik çalışmalara da ağırlık verilmelidir.

Genel sistem için II. Yasa verimi %33,64 bulunmuştur. Kurulu olan sisteme göre düşük bir ekserji verimine sahip olan sistemin, ölçüm çalışmalarının yapılması sırasında oldukça düşük soğutma yükleri için çalışıyor olması genel sistemin ekserji veriminin düşük çıkmasına sebep olmuştur. Soğutma sistemleri için sistemden alınabilecek en yüksek verim  $COP_{SM,tr}$  ( soğutma makinesinin ulaşabileceği en yüksek etkinlik değeri) ifadesi ile belirtilir. Bu değer soğutma çevriminin çalıştığı sıcaklık aralığında, tersinmezliklerin olmadığı bir çevrimi temsil etmektedir.  $COP_{SM,tr}$  değeri aynı zamanda çevrimin II. Yasa veriminin ne kadar artırılabilirliğinin bir göstergesidir. Bu sistem için  $COP_{SM,tr}$  1,89 bulunmuştur. Sistemden elde edilen II. Yasa verimi ise 0,3364'tür. Bu değer ulaşılabilir en yüksek etkinliğin  $\approx 5,6$ 'da biridir. Yani genel sistem için verim 5,6 kat artırılabilir. Sistemin II. Yasa veriminin artırılabilmesi sistem elemanlarının verimlerinin artırılması ve atık enerjilerin farklı şekillerde değerlendirilmesiyle mümkün olabilir.

Sistem elemanlarında oluşan enerji ve ekserji kayıplarının maliyetleri kıyaslandığında, enerji kayıp maliyetlerinin evaporatörlerde, ekserji kayıp maliyetlerinin en yükseğinin ise pompalarda 2,45 W/\$ olduğu saptanmıştır. Ekserji kayıp maliyetlerinde ikinci sırada yüksek basınç yoğunlaşma tankı 1,353 W/\$ değeriyle yer alırken bu oranı 0,697 W/\$ ile evaporatif kondenser izlemektedir. Sistemde yapılacak iyileştirmeler ekserji yok oluşlarını azaltırken maliyetlerini de düşürecektir. Bu da sistemi sürdürülebilirliğini artıracaktır.

## REFERANSLAR

- Arslan, O., & Köse, R. (April 2010). Exergoeconomic optimization of integrated geothermal system in Simav, Kutahya. *Energy Conversion and Management*, Volume 51, Issue 4, Pages 663–676.
- Abusoglu, A., & Kanoglu, M. (2009). Exergoeconomic analysis and optimization of combined heat and power production: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13, 2295-2308.
- amonyak.org. (2013). (<http://www.amonyak.org/default.asp>. adresinden alındı
- Arezou Niksiar & et al, A. R. (2009). Energy and exergy analysis for cocurrent gas spray cooling systems based on the results of mathematical modeling and simulation. *Energy* 34, 14-21.
- ASHRAE. (2005). *Fundamentals (SI), CHAPTER 1*. USA: ASHRAE.
- Atalay. (2011). Soğutucu Akışkanların Termodinamik Ve Termofiziksel Modellenmesi. *Soğutucu Akışkanların Termodinamik Ve Termofiziksel Modellenmesi*. izmir: Yüksek Lisans Tezi.
- Baskut, Ö., & Özgener, L. (2012). Exergoeconomic Assessment Of A Wind Turbine Power Plant (Wtpp): Cesme, Izmir, Example. *Energy*, 577–581.
- Bayboz, B., Yalçın, E., Savaş S., (1999). Soğutma Tekniği Ve Soğuk Depoculuk Uygulamaları. *IV Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi* (s. 375-385). İzmir: MMO.
- Bingming, W. . (2009). Experimental investigation on the performance of NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> cascade refrigeration system with twin-screw compressor. *International Journal of Refrigeration* 32, 1358 – 1365.
- Bulgurcu ve diğerleri, K. O. (2008). Soğutucu Akışkanların Çevresel Etkileri İle İlgili Yeni Yasal Düzenlemeler Ve Hedefler. *VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, (s. 915).
- Bulgurcu, H. (2009). *Ticari Soğutma Sistemleri*. Balıkesir.
- Bulgurcu, H. K. (2008). Soğutucu Akışkanların Çevresel Etkileri İle İlgili Yeni Yasal Düzenlemeler Ve Hedefler. *VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, (s. 915).
- Çengel, Y. (2008). *Temel Kavramlar*. Tubitak.
- Çengel, Y., & Boles, M. (2006). *Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla*. Güven Bilimsel.
- Danfoss.com/North\_America
- Dincer , I., & Rosen, M. (2007). *Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development*. USA: Elsevier.
- Dinçer, İ., & Kanoğlu, M. (2010). *Refrigeration Systems and Applications*. Wiley.

- Durmuşoğlu, Y., & Üst, Y. (2013). Effect Analysis And Optimization Of Irreversibilities Of Eksergoeconomic Cost On A Gas Turbine Power Plant. *Sigma 31, Journal of Engineering and Natural Sciences*, 263-281.
- Enerji Bakanlığı*. (2010). <http://www.enerji.gov.tr/>. adresinden alındı
- frigotekniksoğutma.com*. (2012). [www.frigotekniksoğutma.com](http://www.frigotekniksoğutma.com). adresinden alındı
- Giovanni Di Nicola, F. P. (2010). Performance of cascade cycles working with blends of CO<sub>2</sub> D naturel refrigerants. *International Journal of Refrigeration*.
- Giovanni Di Nicolaa, G. G. (2005). Blends of carbon dioxide and HFCs as working fluids for the low-temperature circuit in cascade refrigerating systems. *International Journal of Refrigeration 28*, 130–140.
- Gungor, A., Erbay , Z., & Hepbasli, A. (2011). Exergoeconomic Analyses Of A Gas Engine Driven Heat Pump Drier And Food Drying Process. *Applied Energy 88* , 2677–2684.
- H. Berhane, G. M. (2010). Exergy analysis of multi-effect water–LiBr absorption systems: From half to triple effect. *Renewable Energy 35*, 1773–1782.
- Hepbaşı, A. (2007). Thermo-economic analysis of household refrigerators. *International Journal of Energy Research*, 947-959.
- Hepbaşı, A. (2010). A Review On Energetic, Exergetic And Exergoeconomic Aspects Of Geothermal District Heating Systems (Gdhss). *Energy Conversion and Management 51*, 2041–2061.
- <http://www.enerji.gov.tr>. (2012). *Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı*.
- KALINCI, Y. (2011). Biyokütle esaslı hidrojen üretim sistemlerinin eksergoekonomik analizi ve yaşam döngüsü değerlendirilmesi. *Doktora Tezi*. İzmir, Türkiye.
- Karal Soğutma*. (2012). [www.karalsogutma.com](http://www.karalsogutma.com). adresinden alındı
- KASAP F., A. H. (2011). R-744 (CO<sub>2</sub>) Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemleri, Kanatlı Borulu R-744 (Co<sub>2</sub>) Evaporatör Ve Gaz Soğutucu Tasarım Esasları. *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, (s. 391). İzmir.
- Keçebaş, A., & Hepbaşı , A. (2014). Energy And Buildings Conventional And Advanced Exergoeconomic Analyses Of Geothermaldistrict Heating Systems. *Energy and Buildings 69* , 434–441.
- Keogh, A. (2005). Soğutucu Akışkan Seçimi Ve Su Soğutma Grubu Tasarımı. *Teknik Bülten*, Sayı 4.
- Kim, D. (January 2010). A New Thermo-economic Methodology For Energy Systems. *Energy*, Volume 35, Issue 1, Pages 410–422.
- Korfitsen Erik, K. A. (1998). Amonia high pressure heat pumps in food refrigeration applications. *Int J Refrig. Vol. 21 No.3*, pp. 212-218.



- Kutahya Tarim Kredi Koop.* (2012). <http://kutahya.tarimkredi.org.tr>. adresinden alındı
- L. Kairouani, E. N. (2006). Cooling performance and energy saving of a compression–absorption refrigeration system assisted by geothermal energy. *Applied Thermal Engineering* 26, 288–294.
- Mafi, M., Mousavi Naeynian, S., Amidpour, M. (2009). Exergy analysis of multistage cascade low temperature refrigeration systems used in olefin plants. *International Journal Of Refrigeration* 32, 279 – 294.
- Measurement And Instruments *CHAPTER 14.* ; ASHRAE.
- Mobilindustrial.com.* (2013).
- Morosuk T., G. T. (2009). Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids. *Energy* 34, 2248–2258.
- Niksiar , A., & Rahimi, A. (2009). Energy and exergy analysis for cocurrent gas spray cooling systems based on the results of mathematical modeling and simulation. *Energy* 34, 14-21.
- Özgener, Ö., Hepbasli , A., & Özgener, L. (March 2007). A parametric study on the exergoeconomic assessment of a vertical ground-coupled (geothermal) heat pump system. *Building and Environment*, Volume 42, Issue 3, Pages 1503–1509.
- Özgener , Ö., & Özgener, L. (, August 2010). Exergoeconomic Analysis Of An Underground Air Tunnel System For Greenhouse Cooling System. *International Journal of Refrigeration*, Volume 33, Issue 5, Pages 995–1005.
- Özkol, N. (Beşinci Baskı). *Uygulamalı Soğutma Tekniği Kitabı* . MMO Yayın No :115. 2.
- Refrigeration, I. ( 2003). *How To Improve Energy Efficiency In Refrigerating Equipment*. International Institute Of Refrigeration.
- Rosen, M. (1990). The Relation Between Thermodynamic Losses And Capital Costs For A Modern Coal-Fired Electrical Generating Station. *In computer - Aid Energi - System Analysis* (s. 69-78). NY: ASME.
- Rosen , M., & Dincer, İ. (2003). Exergy–cost–energy–mass analysis of thermal systems and processes. *Energy Conversion and Management*, 1633–1651.
- Rosen, M., & Dinçer, İ. (2003b). Thermoeconomic analysis of power plants: an application to a coal fired electrical generating station. *Energy Conversion and Management*,, 2743–2761p.
- Savaş S. & Bayboz, B. (2007). Soğutma Tekniği Ve Soğuk Depoculuk Uygulamaları. *IV ULUSAL TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ KONGRESİ.İzmir*
- Seahorse. Com.* (2013). <Http://Www.Seahorse.Com>. . adresinden alındı

- Technical Brochure. (2012, 02). *Pilot operated main valves for regulating pressure and temperature, type PM*. USA: Danfoss. Danfoss. adresinden alındı
- Tirandazi, M. M. (2010). Exergy analysis of C2+ recovery plants refrigeration cycles. *Chemical Engineering Research And Design*.
- Üçok, T. & Güngör, A. (2011). Soğutmada enerji verimliliği ve yönetimi . *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi* , (s. 1123-1139). İzmir.
- Yalçın E., Savaş, S. (2009). Amonyaklı Soğutma Sistemlerinde Hava Tahliyesi Ve Sorunları. *IX. ULUSAL TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ KONGRESİ* (s. 855-866). İzmir: MMO.
- Yildirim, D., & Özgener, L. (October 2012). Thermodynamics And Exergoeconomic Analysis Of Geothermal Power Plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 16, Issue 8, Pages 6438–6454.