

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**





KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ORCID : - - -

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde

Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : / /

Tezin Savunma Tarihi : / /

Tez Danışmanı :

ORCID : - - -

Trabzon

ÖNSÖZ

Bu çalışma, yük gemilerinde bulunan ve gemide görevli personelin uzun seferler boyunca ihtiyaç duyduğu beslenme malzemelerinin korunabilmesi için depolandığı soğutma odalarının ve bu odaların soğutulmasında faydalanılan soğutma sisteminin, geminin seyir rotasına bağlı olarak kondensere giren farklı deniz suyu sıcaklıklarında performansını etkileyecek en büyük olumsuzlukların kaynaklarını ve termodinamik süreçlerini belirlemek için yapılmıştır. Bu kapsamda, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarına dayandırılan enerji, ekserji ve ileri ekserji analizleriyle beraber eksergoekonomi analizleri gerçekleştirilmiştir.

Tez çalışması boyunca bana her türlü yardım ve desteği veren, bilgi ve tecrübeleriyle yol göstererek eşsiz katkılar sunan Danışman Hocam Sayın Doç. Dr. Betül Ayhan SARAÇ'a ve Sayın Prof. Dr. Teoman AYHAN Hocam'a teşekkürlerimi bir borç bilirim. Ayrıca tez sürecimde yardımlarını esirgemeyen Sayın Arş. Gör. Enes Fatih PEHLİVAN'a ve M/V SAROS B gemisi Başmühendisi Sayın Ümit YÜKSEL'e ayrıca teşekkür ederim.

Cihan NACAĞ
Trabzon 2020

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Gemi Rotasına Bağlı Olarak Gemideki Soğutma Sisteminin Performansının Enerji, Ekserji, İleri Ekserji ve Eksergoekonomi Yöntemleri Kullanılarak Belirlenmesi” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Doç. Dr. Betül AYHAN SARAÇ sorumluluğunda tamamladığımı, verileri kendim topladığımı, analizleri ilgili laboratuvarlarda yaptığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 13/08/2020

Cihan NACAĞ

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VIII
SUMMARY	IX
ŞEKİLLER DİZİNİ	X
TABLolar DİZİNİ.....	XIII
SEMBOLLER DİZİNİ	XVI
1. GENEL BİLGİLER.....	17
1.1. Giriş	17
1.2. Literatür Çalışması	5
2. MATERYAL VE YÖNTEM	15
2.1. Materyal.....	15
2.1.1. Geminin Teknik Özellikleri.....	15
2.1.2. Gemideki Soğutma Sistemi Elemanlarının Tanıtımı ve Teknik Özellikleri.....	18
2.1.2.1. Kompresör	18
2.1.2.2. Kondenser (Yoğuşturucu)	19
2.1.2.3. Genleşme (Ekspansiyon) Valfi.....	21
2.1.2.4. Evaporatör (Buharlaştırıcı).....	22
2.1.3. Soğutma Sisteminin Çalışma Prensipleri.....	26
2.2. Yöntem	27
2.2.1. Termodinamiğin Temel Kavramları.....	27
2.2.1.1. Termodinamik Sistem Tanımı ve Çeşitleri.....	27
2.2.1.2. Özellikleri	27
2.2.1.3. Hal Değişimi ve Denge.....	28
2.2.1.4. Enerji ve Çeşitleri, Isı, İş ve Güç Tanımları	29
2.2.1.5. Basınç	30
2.2.1.6. Sıcaklık ve Isıl Denge.....	31
2.2.1.7. Termodinamiğin Sıfırıncı Kanunu.....	31

2.2.1.8.	Termodinamiğin Birinci Kanununun Açık Sistemler İçin Matematiksel İfadesi	32
2.2.1.9.	Termodinamiğin İkinci Kanunu, Clausius ve Kelvin Planck İfadeleri	33
2.2.1.10.	Tersinir ve Tersinmez Durum Değişimleri.....	34
2.2.1.11.	Entropi ve Entropi Üretimi	34
2.2.1.12.	Entropi Değişimlerinin Hesabı	35
2.2.1.13.	Termodinamiğin İkinci Kanununun Açık Sistemler İçin Matematiksel İfadesi	37
2.2.1.14.	Kullanılabilir Enerji (Ekserji) Tanımı ve Ekserji Tahribatı ve Ekserji Kaybı Tanımları.....	38
2.2.1.15.	Açık Sistemler İçin Ekserji Denklemine Matematiksel İfadesi	39
2.2.1.16.	Termodinamik Modellemede Kullanılan Soğutma Sisteminin Bileşenleri.....	40
2.2.1.17.	Soğutma Sisteminin Termodinamik Çevrim Modelleri	40
2.2.2.	Enerji ve Ekserji Analizleri	44
2.2.2.1.	Analizler Sırasında Yapılan Kabuller.....	44
2.2.2.2.	Soğutma Sistemi Enerji Analizi	45
2.2.2.3.	Ekserji Analizi	45
2.3.	İleri Ekserji Analizi	60
2.3.1.	Ekserji Tahribatı Tipleri	61
2.3.1.1.	İçsel (Endojen) Ekserji Tahribatı; $\dot{E}_{D,k}^{EN}$	62
2.3.1.2.	Dışsal (Eksojen) Ekserji Tahribatı; $\dot{E}_{D,k}^{EX}$	62
2.3.1.3.	Önlenilemez-Kaçınılmaz (Unavoidable) Ekserji Tahribatı; $\dot{E}_{D,k}^{UN}$	62
2.3.1.4.	Önlenebilir (Avoidable) Ekserji Tahribatı; $\dot{E}_{D,k}^{AV}$	63
2.3.2.	Karmaşık Çevrim Modeli ve Engenous Ekserji Tahribatının Hesabı	63
2.3.3.	Ekserji Tahribatı Parçalarının Birleşik Etkileşimleri	69
2.3.4.	Meksojen Ekserji Tahribatı $\dot{E}_{D,k}^{Mekso}$	70
2.3.5.	Deniz Suyu sıcaklığına dayalı gerçek veriler ve parametrik hesaplamalar	71
2.4.	Eksergoekonomik Analiz ve Değerlendirme.....	73
2.4.1.	Ekserji Maliyeti Tanımları	73
2.4.2.	Ekserji Maliyet Eşitliğinin Sistem Bileşenlerine Uygulanması ve Değerlendirme	76
2.4.2.1.	Kompresör	77

2.4.2.2.	Kondenser.....	79
2.4.2.3.	Sebzelik Evaporatörü.....	80
2.4.2.4.	Etlik-Balıklık Evaporatörü	81
2.4.2.5.	Birinci Termostatik Genleşme Valfi.....	82
2.4.2.6.	İkinci Termostatik Genleşme Valfi	84
3.	BULGULAR VE TARTIŞMA.....	86
3.1.	Ekserji ve İleri Ekserji Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	86
3.2.1.	Tahrip Olan Ekserji Maliyetine Göre Değerlendirme	96
3.2.2.	Termoekonomik Faktöre (f) Göre Değerlendirme	97
4.	SONUÇLAR.....	100
5.	KAYNAKLAR.....	102
6.	EKLER	106
ÖZGEÇMİŞ		

Yüksek Lisans Tezi

ÖZET

GEMİ ROTASINA BAĞLI OLARAK GEMİDEKİ SOĞUTMA SİSTEMİNİN
PERFORMANSININ ENERJİ, EKSERJİ, İLERİ EKSERJİ VE EKSERJİ EKONOMİSİ
YÖNTEMLERİ KULLANILARAK BELİRLENMESİ

Cihan NACAĞ

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Betül AYHAN SARAÇ

2020, 105 Sayfa, 5 Ek Sayfa

Bu çalışmada, deniz suyu giriş sıcaklığının yük gemisinde bulunan soğutma sisteminin performansı üzerindeki etkileri ortaya konulmuştur. İlk olarak, soğutma sistemine konvansiyonel ekserji ve eksergoekonomik analizler uygulanarak farklı deniz suyu giriş sıcaklıkları ile parametrik bir çalışma yapılmıştır. Daha sonra teknolojik, fiziksel ve ekonomik kısıtlamaların üstesinden gelmek ve soğutma sistemi hakkındaki bilgileri arttırmak için ileri ekserji analizleri uygulanmıştır. Soğutma sistemi bir kompresör, bir kondansatör, farklı buharlaşma sıcaklıklarına sahip iki evaporatör ve iki genişleme valfinden oluşur. Soğutma sisteminin ekserjetik verimliliği, diğer işletim parametreleri sabit tutulurken, kondensere giren değişken deniz suyu giriş sıcaklığına göre hesaplanmıştır. Deniz suyu giriş sıcaklıkları, gemi güzergahında olduğu varsayılan bölgesel deniz suyu sıcaklık değerleri olarak seçilmiştir. Çalışma sonucunda deniz suyunun kondensere sıcak girişinin soğutma sisteminin ekserjetik verimliliğinde bir azalmaya neden olduğu belirlenmiştir. Soğutma sistemi bileşenlerindeki ekserji tahribatının bir kısmı kaçınılmazdır ve teknolojik, fiziksel ve ekonomik sınırlamalarla kısıtlanmıştır. Kapsamlı analizlere dayanarak, kondenser ve kompresör iyileştirilerek soğutma sisteminin ekserjetik verimliliğinde en büyük gelişme sağlanabilir.

Anahtar Kelimeler : Ekserji, ileri ekserji, ekserji tahribatı türleri, buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi, eksergoekonomi.

Master Thesis

SUMMARY

DEPENDING ON THE SHIP ROUTE, DETERMINATION OF THE PERFORMANCE
OF THE SHIP COOLING SYSTEM BY USING ENERGY, EXERGY, ADVANCED
EXERGY AND EXERGY ECONOMY METHODS

Cihan NACAĞ

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Naval Architecture and Marine Engineering
Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Betül AYHAN SARAÇ
2020, 105 Pages, 5 Pages Appendix

In this study, the effects of the sea water intake temperature on the performance of the refrigeration system which exists in the cargo vessel are introduced. First, a parametric study with different sea water intake temperatures has been carried out by applying conventional exergy and exergoeconomic analyses to the refrigeration system. Then, to overcome the technological, physical and economic limitations and to increase knowledge about the refrigeration system, advanced exergy analyses were applied. The refrigeration system consists of a compressor, a condenser, two evaporators with different evaporation temperatures and two expansion valves. The exergetic efficiency of the refrigeration system was calculated based on varying sea water intake temperature which enters the condenser while other operating parameters are kept constant. Sea water-intake temperatures are selected in terms of regional sea water temperatures values which are assumed to be in the vessel route. As a result of the study, it was determined that the hot entry of the sea water into the condenser causes a reduction in the exergetic efficiency of the refrigeration system. Some of the exergy destruction in the refrigeration system components is unavoidable and constrained by technological, physical and economic limitations. Based on the all-reaching analysis, by improving condenser and compressor the greatest improvement in the exergetic efficiency of the refrigeration system can be achieved.

Keywords : Exergy, advanced exergy, exergy destruction types, vapor compression refrigeration cycle, exergoeconomy.

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi temel ve yardımcı sistem elemanları	3
Şekil 2.1. M/V Saros B gemisi	15
Şekil 2.2. Gemiye ait soğutma odalarının ölçüleri	16
Şekil 2.3. Gemiye ait etlik ve balıklık soğutma odası	16
Şekil 2.4. Gemiye ait sebzelik soğutma odası	17
Şekil 2.5. Gemide kullanılan soğutma sistemi	17
Şekil 2.6. Soğutma sistemi kompresörleri	19
Şekil 2.7. Soğutma sistemi kondenseri	20
Şekil 2.8. Termostatik genişleme valfi	22
Şekil 2.9. Soğutma sisteminde kullanılan evaporatör	24
Şekil 2.10. Gemiye ait soğutma sisteminin tesisat şeması	25
Şekil 2.11. Gemiye ait soğutma sistemi şeması	40
Şekil 2.12. Basınç kayıpsız gerçek, kaçınılmaz ve teorik termodinamik çevrimlerin beraberce T-s diyagramında gösterimi	41
Şekil 2.13. Soğutma sisteminin gerçek çevriminin T-s diyagramında şematik çizimi	42
Şekil 2.14. Soğutma sisteminin gerçek çevriminin P-h diyagramında şematik çizimi	43
Şekil 2.15. Gerçek çevrim ile kaçınılmaz çevrimin basınç kayıpları açısından karşılaştırılması	44
Şekil 2.16. Kondenserdeki enerji dönüşümünde R22 ve deniz suyu akışkanlarının giriş ve çıkışlarının şematik gösterimi	47
Şekil 2.17. Kompresördeki enerji dönüşümünde R22'nin giriş ve çıkışının şematik gösterimi	49
Şekil 2.18. Etlik-balıklık evaporatöründeki enerji dönüşümünde R22 ve hava akışkanlarının giriş ve çıkışlarının şematik gösterimi	51
Şekil 2.19. Sebzelik evaporatöründeki enerji dönüşümünde R22 ve hava akışkanlarının giriş ve çıkışlarının şematik gösterimi	53
Şekil 2.20. Birinci genişleme valfindeki enerji dönüşümünde R22'nin giriş ve çıkışlarının şematik gösterimi	55
Şekil 2.21. İkinci genişleme valfindeki enerji dönüşümünde R22'nin giriş ve çıkışlarının şematik gösterimi	56
Şekil 2.22. R22 karışım bağlantısındaki enerji dönüşümünde R22'nin giriş ve çıkışlarının şematik gösterimi	57
Şekil 2.23. Ekserji tahribatının kaçınılmaz, kaçınılmaz, endojen ve eksojen parçalara bölünmesi	63

Şekil 2.24. Kompresörde endojen ekserji tahribatı EN-CM hesabında kullanılan çevrimin T-s diyagramında gösterimi.....	64
Şekil 2.25. Kondenserde endojen ekserji tahribatı EN-CD hesabında kullanılan çevrimin T-s diyagramında gösterimi.....	65
Şekil 2.26. Sebzelikteki evaporatörde oluşan endojen ekserji tahribatı EN-EV-SEB hesabında kullanılan çevrimin T-s diyagramında gösterimi.....	66
Şekil 2.27. Etlik evaporatöründe oluşan endojen ekserji tahribatı EN-EV-ET hesabında kullanılan çevrimin T-s diyagramında gösterimi.....	67
Şekil 2.28. Birinci termostatik genişleme valfinde oluşan endojen ekserji tahribatı EN-EV-TV-1 hesabında kullanılan çevrimin T-s diyagramında gösterimi.....	68
Şekil 2.29. İkinci termostatik genişleme valfinde oluşan endojen ekserji tahribatı EN-EV-TV-2 hesabında kullanılan çevrimin T-s diyagramında gösterimi.....	69
Şekil 2.30. Kondenserde, soğutucu akışkan R22 ile deniz suyu sıcaklıklarının kondenser boyuna göre değişimi	71
Şekil 2.31. Sebzelikteki evaporatör boru uzunluğuna göre R22 ile hava akımlarının sıcaklık değişimleri.....	72
Şekil 2.32. Etlik balıklıktaki evaporatör boru uzunluğuna göre R22 ile hava akımlarının sıcaklık değişimleri	72
Şekil 2.33. Bir “k” termodinamik kontrol hacmi için, termodinamik ve ekonomik eşitliklerin şematik gösterimi.....	74
Şekil 2.34. Kompresörün ekonomik sınır şartlarına ait şematik şekil.....	77
Şekil 2.35. Kondenserin ekonomik sınır şartlarına ait şematik şekil	79
Şekil 2.36. Sebzelik evaporatörü ekonomik sınır şartlarına ait şematik şekil	80
Şekil 2.37. Et depolama evaporatörü ekonomik sınır şartlarına ait şematik şekil.....	81
Şekil 2.38. Birinci termostatik genişleme valfinin ekonomik sınır şartlarına ait şematik şekil	82
Şekil 2.39. İkinci termostatik genişleme valfinin ekonomik sınır şartlarına ait şematik şekil	84
Şekil 3.1. Her üniteadaki $\dot{E}_{D,k}^R$ ve $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ 'nın toplam ekserji tahribatına oranı.....	88
Şekil 3.2. Her bir üniteadaki $\dot{E}_{D,k}^{AV}$ ve $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ 'un toplam ekserji yıkımına oranı	89
Şekil 3.3. Her bir üniteadaki $\dot{E}_{D,k}^{EN}$ ve $\dot{E}_{D,k}^{EX}$ değerinin toplam ekserji tahribatına oranı	90
Şekil 3.4. İncelenen sistemin $\dot{E}_{D,k}^{AV}$, $\dot{E}_{D,k}^{UN}$, $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$ ve $\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$ ekserji tahribat bölümlerinin yüzde olarak dağılımı	93
Şekil 3.5. Kondenserin minimum sıcaklık farklarının genel sistemin ekserjetik verimliliği üzerindeki etkisi.....	94
Şekil 3.6. Deniz suyu giriş sıcaklığı ve ΔT_R 'nin bileşen ve genel sistemin ekserji kısımları üzerindeki etkileri.....	94

Şekil 3.7. Minimum sıcaklık farkları ΔT_R ve sistemin her bir bileşenindeki $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$ ve $\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$ parçaları üzerinde kondenserdeki deniz suyu giriş sıcaklığı değişimleri	95
Şekil 3.8. Ekserji tahribatı maliyetinin bileşenlerdeki değerleri	97
Şekil 3.9. Sistem bileşenlerinin termoekonomik kriteri değerleri	98
Şekil 3.10. Sistem bileşenlerinin parasal giderleri	99



TABLolar DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. Soğutma sistemi kompresörü teknik bilgileri	18
Tablo 2.2. Soğutma sistemi kondenseri teknik bilgileri	20
Tablo 2.3. Soğutma sistemi etlik ve balıklık evaporatörü teknik bilgileri	23
Tablo 2.4. Soğutma sistemi sebzelik evaporatörü teknik bilgileri	23
Tablo 2.5. Gerçek çevrim için kondenserde deniz suyu giriş ve çıkış termodinamik değerleri.....	48
Tablo 2.6. Kaçınılmaz çevrim için kondenserde deniz suyu giriş ve çıkış termodinamik değerleri	48
Tablo 2.7. Teorik çevrim için kondenserde deniz suyu giriş ve çıkış termodinamik değerleri.....	48
Tablo 2.8. Gerçek çevrim için kondenserde R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri.....	48
Tablo 2.9. Kaçınılmaz çevrim için kondenserde R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri	48
Tablo 2.10. Teorik çevrim için kondenserde R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri.....	49
Tablo 2.11. Gerçek çevrim için kompresörde R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri.....	50
Tablo 2.12. Kaçınılmaz çevrim için kompresörde R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri	50
Tablo 2.13. Teorik çevrim için kompresörde R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri.....	50
Tablo 2.14. Gerçek çevrim için etlik-balıklık evaporatöründe havaya ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri.....	51
Tablo 2.15. Kaçınılmaz çevrim için etlik-balıklık evaporatöründe havaya ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri	51
Tablo 2.16. Teorik çevrim için etlik-balıklık evaporatöründe havaya ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri	51
Tablo 2.17. Gerçek çevrim için etlik-balıklık evaporatöründe R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri	52
Tablo 2.18. Kaçınılmaz çevrim için etlik-balıklık evaporatöründe R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri.....	52
Tablo 2.19. Teorik çevrim için etlik-balıklık evaporatöründe R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri	52
Tablo 2.20. Gerçek çevrim için sebzelik evaporatöründe havaya ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri	53

Tablo 2.21.	Kaçınılmaz çevrim için sebzelik evaporatöründe havaya ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri.....	53
Tablo 2.22.	Teorik çevrim için sebzelik evaporatöründe havaya ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri	53
Tablo 2.23.	Gerçek çevrim için sebzelik evaporatöründe R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri	54
Tablo 2.24.	Kaçınılmaz çevrim için sebzelik evaporatöründe R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri.....	54
Tablo 2.25.	Teorik çevrim için sebzelik evaporatöründe R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri	54
Tablo 2.26.	Gerçek çevrim için birinci genişleme valfinde R22 giriş ve çıkış termodinamik değerleri	55
Tablo 2.27.	Kaçınılmaz çevrim için birinci genişleme valfinde R22 giriş ve çıkış termodinamik değerleri	55
Tablo 2.28.	Teorik çevrim için birinci genişleme valfinde R22 giriş ve çıkış termodinamik değerleri	55
Tablo 2.29.	Gerçek çevrim için ikinci genişleme valfinde R22 giriş ve çıkış termodinamik değerleri	56
Tablo 2.30.	Kaçınılmaz çevrim için ikinci genişleme valfinde R22 giriş ve çıkış termodinamik değerleri	56
Tablo 2.31.	Teorik çevrim için ikinci genişleme valfinde R22 giriş ve çıkış termodinamik değerleri	57
Tablo 2.32.	Gerçek çevrim için R22 karışım bağlantısında R22 giriş ve çıkış termodinamik değerleri	58
Tablo 2.33.	Kaçınılmaz çevrim için R22 karışım bağlantısında R22 giriş ve çıkış termodinamik değerleri	58
Tablo 2.34.	Teorik çevrim için R22 karışım bağlantısında R22 giriş ve çıkış termodinamik değerleri	58
Tablo 2.35.	Enerji, ekserji eşitlikleri ve ekserjetik verim ifadeleri	59
Tablo 2.36.	Ekserji yakıtı ve ekserji ürünü tanımlarına dayalı ekserji tahribatı ve ekserji verimi.....	59
Tablo 3.1.	Ekserji ve ekserji tahribatı ($T_{su,g} = 24.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $\Delta T_R = 13\text{K}$).....	86
Tablo 3.2.	İleri ekserjetik analizde bileşenler için ekserji tahribatının bölünmesi ($T_{su,g} = 24.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $\Delta T_R = 13\text{K}$).....	87
Tablo 3.3.	İleri ekserjetik analizdeki bileşenler için ekserji tahribat parçalarının birleştirilmesi ($T_{su,g} = 24.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $\Delta T_R = 13\text{K}$).....	91
Tablo 3.4.	Sistem bileşenlerinin $\dot{E}_{D,k}^{Mex}$ meksojen ekserji tahribatının araştırılması	92

Tablo 3.5. Sistem bileşenlerinin yatırım maliyetleri tablosu..... 96

Tablo 3.6. Sistem bileşenlerinin işletim maliyetleri tablosu 96



SEMBOLLER DİZİNİ

atm	: Atmosfer
AV	: Kaçınılır
CD	: Kondenser
CM	: Kompresör
c_p	: Sabit basınçtaki özgül ısı [kJ/kg.K]
c_v	: Sabit hacimdeki özgül ısı [kJ/kg.K]
\dot{c}	: Çıkış
\dot{E}	: Ekserji
EN	: Endojen
EV	: Evaporatör
EX	: Eksojen
g	: Giriş
h	: Entalpi [kJ/kg]
k	: Bileşen
LT	: Düşük sıcaklık
m	: Kütle [g, kg]
Mex	: Meksojen
MT	: Orta sıcaklık
P	: Basınç
\dot{Q}	: Isı
s	: Entropi [kJ/kg.K]
T	: Sıcaklık [K]
top	: Toplam
TV	: Genleşme Valfi
UN	: Kaçınılmaz
\dot{W}	: İş
y	: Ekserji tahribatı oranı
ρ	: Yoğunluk [kg/m ³]
η	: Verim
ε	: Ekserji verimi

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Gemilerde görevli personelin çalışma süresi boyunca beslenme ihtiyaçlarının karşılanabilmesi için gıdalara ihtiyaçları vardır. Bu gıdaların gemilerin uzun süren seferlere katılması ve gerektiğinde okyanus aşırı seferler yapması dolayısıyla mümkün olduğu kadar taze ve güvenli tutulabilmesi için uygun şartlarda depolanabilmesi ve muhafaza edilebilmesi gerekmektedir.

Gıda muhafazası gıda işleme tekniklerinden en önemlisi olarak görülmektedir. Bu teknik ile gıdaların raf ömrünü uzatmak, renk, tekstür ve lezzet gibi kalite özelliklerini korumak amaçlanmaktadır. İyi bir gıda muhafazası ile gıdalar mümkün olduğu kadar taze ve güvenli tutulabilmekte, gıdanın kalitesi ve besinsel özellikleri korunabilmektedir (Dinçer, 2003).

Bu gıdaların gemilerde depolandığı ve uygun ısı değerlerinde muhafaza edildiği yerlere “kumanyalık” yada “buzluk odası” adı verilmektedir. Gemilerdeki bu kumanya odaları, gıda ürünlerinin muhafaza şartlarının farklılığından dolayı ayrı bölümler halinde inşa edilirler. Bu odalar etlik, balıklık, sebzelik ve kuru kumanyalık olarak adlandırılırlar. Gemilerde etlik ve balıklık odaları aynı muhafaza koşullarında bulundurulduklarından dolayı, bu odalara konulması gereken gıda miktarı eğer çok fazla miktarda değilse, enerji tasarrufu sağlamak amacıyla balıklıkta muhafaza edilecek ürünler de etlik odasında depolanırlar.

“Kuru kumanyalık” adı verilen kumanyalık odasında genellikle konserveler, içecekler, baklagiller, soğan, patates, un, şeker vs. gibi gıdalar muhafaza edilirler. Kuru kumanyalık çok fazla soğutulmaya ihtiyaç duyulmayan bir alan olduğundan dolayı, serin olarak tutulması gıdaların muhafazası için yeterlidir. Gemilerde mutfak personeli tarafından en sık kullanılan kumanyalık odası genellikle kuru kumanyalıktır.

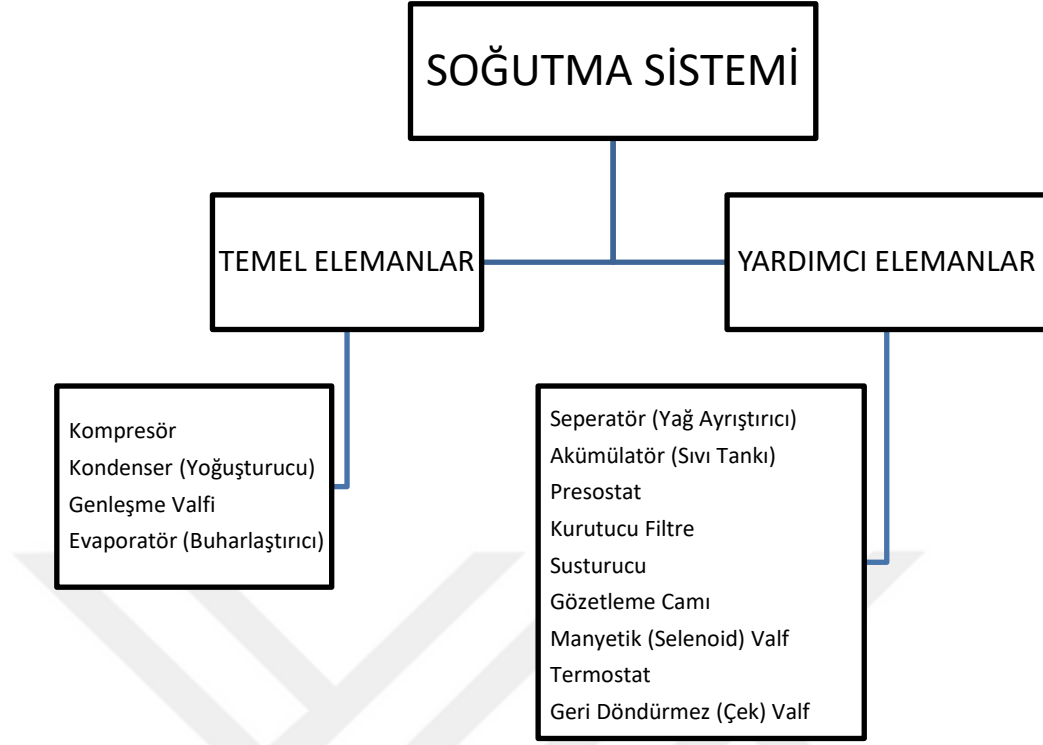
Gemilerde “sebzelik” adı verilen bir diğer kumanya odası ise genellikle meyveler, sebzeler, süt ve süt ürünleri gibi gıda maddelerinin muhafaza edildiği odalardır. Sebzelikte depolanan gıdaların, özellikle de sebzelerin aşırı soğuktan dolayı bozulmasını engellemek için bu odalar genellikle +2 ile +8 derece arasında tutulmaktadır.

“Etlik” adı verilen kumanya odasında, gemiye alınan büyük baş ve küçük baş hayvan etleri ile kanatlı hayvan etleri depolanır. Bu odada -18 ile -30 derece arasında gıdaların korunması sağlanmaktadır ve bu derecelerde etlerin aylarca korunabilmesi mümkün kılınmaktadır.

“Balıklık” olarak adlandırılan kumanya odasında ise deniz ürünlerinin muhafazası aynı etlik odaları gibi -18 ile -30 derece arasında sağlanmaktadır. Gemilerde genellikle aynı muhafaza koşullarına sahip olmaları bakımından etlik ve balıklık odaları ayrı ayrı aktif olarak kullanılmak yerine bu iki odada muhafaza edilen ürünler etlik odasında birlikte muhafaza edilerek enerjiden tasarruf edilmesi sağlanır. Fakat gemiler uzun süreli seferlere katılıyorsa, kumanya miktarının durumuna göre bu iki ürün ayrı odalarda muhafaza edilirler.

Geçmişte gemilerde beslenme ürünlerinin muhafazası doğal yöntemler kullanılarak gerçekleştirilmekteydi. Gemilere soğutma maksadıyla alınan buz kalıpları erime esnasında aldığı ısı ile soğutma işlemini gerçekleştirmekteydi. Günümüzde ise bu gibi doğal yöntemlerin kullanılmasına imkan olmayıp, gemilerdeki soğutmanın tümü mekanik olarak sağlanmakta ve böylece mekanik sistemi oluşturan devrelerde sirküle edilen soğutucu yardımıyla ısı, soğutma odalarından atılmaktadır (Küçükşahin, 2001).

Ticaret gemilerinde en çok kullanılan soğutma sistemi “Buhar sıkıştırırmalı” ya da “Kompresyonlu” soğutma sistemidir. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerini oluşturan sistem elemanlarını iki gruba ayırmak mümkündür. Bunlar temel sistem elemanları ve yardımcı sistem elemanlarıdır. Şekil 1.1’ de buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemini oluşturan temel sistem elemanları ve yardımcı sistem elemanları görülmektedir.



Şekil 1.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi temel ve yardımcı sistem elemanları

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemini oluşturan temel devre elemanları kompresör, kondenser (yoğuşturucu), genleşme valfi ve evaporatör (buharlaştırıcı)’den oluşmaktadır. Sistemde kullanılacak iş akışkanı da “soğutucu akışkan” olarak adlandırılmaktadır.

Soğutma çevrimlerinde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak faydalanan kimyasal maddelere “soğutucu akışkanlar” veya “soğutucu maddeler” adı verilmektedir. Soğutucu akışkanlar soğutma sistemini oluşturan en önemli elemanlardan birisidir ve geçmişten günümüze organik ve inorganik birçok madde soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır.

Soğutucu akışkanlar, ısı alışverişlerinde genellikle buharlaştırıcılarda sıvı halden buhar haline geçtiği faz değişimi esnasında ortamdan ısı çekilmesini ve yoğuşturucularda ise buhar halinden sıvı hale dönüştüğü andaki faz değişimi esnasında da ortama ısı verilmesini sağlamaktadırlar.

Isı taşınmasında ileten görevi gören soğutucu akışkanların ekonomik ve zararsız olarak çalışabilmesi için bazı fiziksel özelliklere sahip olması gerekmektedir (Aksoy, 2014). Bu şartları sağlayan soğutucu akışkan araştırmaları 1900’lerin başında fluorokarbon

soğutucularla başlayan tarihsel gelişimi, günümüzde değişen ihtiyaçlar ve çevreye olan etkileri ile farklı boyutlara taşınmıştır.

Gemide bulunan bir buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminden çevreye (deniz suyuna) atılan ısı kondenserde (yoğuşturucuda) gerçekleşmektedir. Geminin sınırlı enerji kaynağından soğutma sistemine düşen payının verimli kullanılması ve seyir halinde soğutmanın gerçekleştirilmesinde bir olumsuzluk yaşanmasının önlenmesi için alınacak tedbirlerin termodinamik değerlendirilmesinde ekserji kullanımı önemli olmaktadır.

Geminin seyir rotasına bağlı olarak kondensere giren deniz suyu sıcaklığı farklı olacağından, gemideki kurulu soğutma sisteminin performansını etkileyecek en büyük olumsuzlukların kaynaklarını ve termodinamik süreçlerini belirlemek için enerji, ekserji, ileri ekserji ve eksergoekonomi analizleri uygulanmaktadır. Enerji yöntemiyle soğutma sistemindeki her bir bileşen için enerji eşitliği yazılarak enerji dönüşümüne ait enerji türleri belirlenir. Ekserji analiz yöntemiyle sistemdeki her bir bileşen için ekserji eşitliği yazılarak her bileşende oluşan tersinmezliklerin büyüklüğü (ekserji tahribatı) ve kaynağı belirlenerek ve sistemin ikinci kanun verimi (ekserji verimi) hesaplanarak, gemiye uygulanan enerjinin soğutmaya harcanan kısmındaki kullanılabilir kısmı belirlenir. Ekserji tahribatının parasal değerlendirilmesi, sistemin çalışma şartlarının ortaya çıkaracağı maliyet tablosu vasıtasıyla gemi işletmecileri tarafından bilinmesi gereken en önemli bulgular olmaktadır. Bu nedenle her bir elemanda ve tüm sistemde ekserji tahribatını, kaçınılır/kaçınılmaz ve endojen (içsel)/eksojen (dışsal) parçalara ayırarak daha gerçekçi sonuçlara ulaşabilmek için, ileri ekserji analizi yöntemi kullanılır.

Kaçınılmaz ekserji tahribatı, bir sistemde teknik açıdan iyileştirilmesinin mümkün olmadığı ekserji tahribatıdır ve (UN) ile gösterilir. Diğer bir deyişle, çevrimdeki “k”nıncı bileşen üniteye çalıştırıldığı ve kullanıldığı müddetçe, bu bileşen en yüksek teknolojiler uygulanması halinde bileşende yok edilemeyen ekserji tahribatıdır. Kaçınılır ekserji tahribatı, bir sistemin iyileştirme potansiyelinin tahmininde çok önemli bir rol oynar ve (AV) ile gösterilir. Teknik açıdan iyileştirilmesi mümkün olan ekserji tahribatı olup “k”nıncı bileşendeki gerçek ekserji tahribatı ile kaçınılmaz ekserji tahribatı arasındaki fark olarak tanımlanır. Ayrıca ekserji tahribatı, maliyetler ve çevresel etkilerden dolayı da endojen (içsel) ve eksojen (dışsal) olarak ayrıldığında eğer oluşan değerler bileşenin kendi faaliyetlerinden kaynaklanıyorsa endojen (içsel) ekserji tahribatı (EN), bileşenin dışındaki diğer faaliyetlerden kaynaklanıyorsa eksojen (dışsal) ekserji tahribatı (EX) olarak tanımlanır. (Petrakopoulou, 2011).

Bu ekserji tahribatı türlerine bağlı olarak, sistem bileşenleri ve tüm sisteme ait ekserji tahribatının maliyet değerlendirilmesi, eksergoekonomi yöntemiyle yapılmaktadır. Bu yöntemle ekserji analizi ve ekonomi prensipleri birarada kullanılarak maliyet açısından en uygun tasarım ve işletme koşullarının belirlenmesi amaçlanmaktadır.

Bu çalışmada M/V SAROS B gemisinde mevcut bulunan iki evaporatör, bir kondenser, iki genişleme valfi ve bir kompresörden oluşan ve R22 soğutucu akışkanıyla çalışan soğutma sisteminde, kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığının geminin rotasına göre değişiminin sistem performansındaki etkilerinin araştırılması için geliştirilen termodinamik modeller ve gerçek verilere dayalı çevrim verileriyle karşılaştırılarak oluşacak tersinmezliklerin büyüklüğünün ve yerinin belirlenmesi, her bir bileşenin birinci kanun ve ikinci kanun verimlerinin hesaplanması çalışmanın literatürdeki yerini belirlemektedir. Gerçek ve teorik modeller kullanılarak elde edilen tersinmezlik kaynaklarının ve büyüklüklerinin belirlenmesiyle eksergoekonomisine dayalı maliyet tablosu raporunun hazırlanmasının yanında, gemi güzergahında soğutma sistemi içindeki herhangi bir elemanda oluşacak termodinamik risklerin belirlenmesi çalışmaları, tezin özgünlük değerlendirilmesini teşkil etmektedir.

1.2. Literatür Çalışması

Günümüzde, buhar sıkıştırma soğutma (VCR) sistemi, klima ve ısı pompaları ile alternatif soğutma sistemlerinin araştırılması ve geliştirilmesi üzerinde birçok araştırmalar yapılmaktadır. Bu çalışmalarda yenilenebilir enerji (atık enerji kullanımı gibi) ve sürdürülebilir enerji (güneş enerjisi, rüzgar enerjisi gibi) ile çalışan soğutma sistemlerinin geliştirilmesi mevcut araştırma konuları içerisinde yer almaktadır. Ek olarak, soğutucu tiplerinin soğutma teknikleri açısından incelenmesi ve bunların farklı uygulama çevrelerinde kullanımları literatürde geniş yer bulmaktadır. Ayrıca buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinin performans analizi ve optimizasyonu ile ilgili literatürde birçok çalışma yapılmıştır.

Maclaine ve Leonardi (1996), hidrokarbonlu soğutucu akışkanların performanslarını karşılaştırmışlardır. Bu karşılaştırma sonucunda R600a'nın buzdolaplarında yapılan ölçümlerinde R134a ve R12'ye göre %20'ye kadar enerji tasarrufu sağladığı görülmüştür. Ayrıca yapılan ölçümlerde R600a'nın R12 ve R134a'ya göre kaçak, basınç kaybı ve kondenser basıncının yarısına sahip olduğu, ayrıca R12 ve R134a'nın ısı transfer

katsayısının iki katına çıktığını göstermiştir. Bu parametreler R600a'nın tasarım değişiklikleri yapıldığında küçük ısı pompalarında ve klimalarda da kullanılmasının cazip olacağını göstermiştir.

Tiwari ve Pandey (2015), buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminin ekserji analizi üzerine bir çalışma yapmışlardır. Araştırma sonucunda daha yüksek evaporatör basıncının seçilmesinin iki basınç limiti arasındaki sıcaklık farkını azaltarak sistemin daha iyi çalışmasını sağlayacağını, evaporatör sıcaklığını değiştirdiğimizde ekserji kaybının da değişeceğini, evaporatör basıncının artırılması halinde ekserji kaybının azalacağını belirlemişlerdir.

Kumar ve Nayak (2018), soğutucu akışkan olarak R-134a ve hidrokarbon kullanan tek kademeli bir buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin ekserji analizi üzerine bir çalışma yapmışlardır. Sistemin COP ve ekserji verimliliğinin hidrokarbon soğutucudan ziyade R-134a soğutucu akışkan kullanılması durumunda daha fazla olduğunu ve R-134a'nın sıfır ODP ve düşük GWP'ye göre hidrokarbondan daha iyi performans gösterdiğini belirtmişlerdir.

Soni ve Gupta (2012), R407 ve R410 kullanılan bir buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin ekserji analizi üzerine bir çalışma yapmışlardır. 40 °C kondenser sıcaklığında ve -50 °C den 0 °C'ye değişen evaporatör sıcaklığında gerçekleştirilen analizlerde R407C'nin COP ve ekserji veriminin R410A'dan daha iyi olduğu, R410A'nın ekserji yıkımı oranının ise R407C'ninkinden daha yüksek olduğu, ayrıca her iki soğutucu için yani R407C ve R410A için, COP ve ekserji veriminin, yüksek basınçlı yoğunlaştırılmış sıvı soğutucu akışkanın aşırı soğutulmasıyla iyileştiği görülmüştür. Ekserji verimindeki toplam artış, R407C için 10 °C aşırı soğutmada %7,02, R410A için 10 °C aşırı soğutmada %8,01 bulunmuştur. R407C'nin ekserji verimi, dikkate alınan ölü hal sıcaklıkları aralığı için R410A'dan %2,5 ila %5,1 daha yüksektir. Sıvı-buhar ısı değiştirici COP değerinin etkinliğindeki artış ile ekserji yıkımı oranı artarken ekserji verimi azalmış, R407C için toplam COP %15,50 azalmış, ekserji verimi %9,8 azalmış ve ekserji yıkımı oranı %18,56 artmıştır. Toplam COP %22,82 azalmış, ekserji verimi %14,5 azalmış ve ekserji yıkımı oranı R410A için %24,61 artmıştır.

Yadav ve Sharma (2014), R134a bazlı buhar sıkıştırımlı soğutma test düzeneğinin ekserji analizi üzerine çalışma yapmışlardır. Buhar sıkıştırımlı soğutma test ekipmanı Murthal, DCRUST Makine Mühendisliği Bölümü'nde Soğutma ve Klima Laboratuvarı'nda bulunmaktadır. Kullanılan test düzeneği yaklaşık 10-15 yaşında ve soğutucu akışkan olarak

R-12 kullanılıyordu. Ancak Montreal Protokolü'ne göre R12'nin aşamalı olarak kaldırılması gerekiyordu ve bu nedenle 2010' da test ekipmanı R134a soğutucu akışkan ile güçlendirilmiştir. Hesaplamalarda maksimum tahribatın kondenserde olduğunu gözlemleyerek, tüm sistemin ekserji verimini %35,23, sistemin COP değerini ise 3,19 bulmuşlardır.

Amarisa vd. (2019), termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını, gıda perakende uygulamaları için tipik bir R744 yardımcı konfigürasyonu, bir R744 paralel kompresör yardımcı soğutma sistemi ve bir R717 / R744 kaskad sistem konfigürasyonunun performansları üzerine uygulamışlardır. Bu çalışma sonucunda geleneksel R744 yardımcı konfigürasyonu ve R744 paralel kompresör yardımcı sistemleri, sırasıyla 2 °C ve 14 °C'ye kadar ortam sıcaklıklarında kaskad sisteminden daha iyi performans göstermiştir. Bu sıcaklıkların üzerinde, kademeli sistem performansının iki yardımcı sistemden daha iyi olduğu bulunmuştur. Toplam 145 kW soğutma kapasitesine sahip bir süpermarket uygulaması sonuçlarının, tipik yardımcı sistemin ve paralel kompresör yardımcı sistemin kaskad sistemden daha iyi performansa sahip olduğunu bildirmişlerdir.

Yumrutaş vd. (2002), buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarının bir buhar sıkıştırma soğutma döngüsünün basınç kayıpları, ekserji kayıpları ve performans katsayısı (COP) üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Sayısal hesaplamaları yapmak için dahili termodinamik fonksiyonlara sahip bir denklem çözücü yazılımı kullanmışlardır. Ayrıca yapılan çalışmada soğutucu olarak amonyak kullanmışlardır. Kompresörün izentropik verimi %85 olarak alınmıştır. Soğuk oda ve ortam hava sıcaklıklarının sırasıyla 0 °C ve 20 °C olduğunu varsaymışlardır. İlk olarak, evaporatörün çıkış sıcaklığı -20 °C ve -4 °C arasında değişirken, yoğunlaşma sıcaklığı 30 °C'de sabit almışlardır. İkinci olarak, kondenser çıkış sıcaklığı 24 °C ile 40 °C arasında değişirken buharlaşma sıcaklığını -4 °C'de sabit olarak almışlardır. Daha sonra, her bileşendeki kayıp iş (ekserji kaybı), evaporatör ve kondenserin içindeki ve dışındaki basınç kayıpları, performans katsayısı ve döngünün ekserji verimini tekrarlı bir şema ile hesaplamışlardır. Bu araştırma sonucunda buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarının buharlaştırıcı ve kondenserdeki ekserji kayıpları, döngünün ekserji verimi ve COP üzerinde güçlü etkileri olduğu, ancak ekserji kayıplarının diğer bileşenleri üzerinde çok az etkisinin olduğunu bulmuşlardır ve evaporatör soğutmalı ortam ile kondenser ve ortam sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkları azaldığında, ekserji veriminin ve soğutma etki katsayısının arttığını göstermişlerdir.

Kalla vd. (2018), HCFC 22 için uygun bir alternatif soğutucu bulmak amacıyla R22, R407C, R432A, R438A ve NM1 (R32 / R125 / R600a) soğutucu akışkanlarının performansını araştırmışlardır. Bu soğutucu akışkanlar için enerji ve ekserji analizi, buhar sıkıştırma soğutma döngüsü tasarımı ve toplam eşdeğer ısınma etkisi için NIST Cycle-D programını kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Analizden COP değerlerinin R-22 değerlerine daha yakın olduğu, örneğin 25, 45 ve 55 °C yoğuşma sıcaklığında R432a'nın COP değeri sırasıyla R22'ninkinden yaklaşık %5.5, %4 ve %4.38 daha düşük olduğu görülmüştür. Sonuçlar, enerji verimi, ekserji verimi, toplam eşdeğer ısınma etkisi ve yanıcılığı aynı anda dikkate alarak R438A'nın R22'nin yerini almak için daha iyi bir seçenek olduğunu kanıtlamışlardır.

Kelly vd. (2009), buhar sıkıştırırmalı bir soğutma sistemine ileri ekserji uygulamasıyla ekserji yıkımının içsel kısmını hesaplamak için geliştirdikleri dört farklı yaklaşım olan termodinamik döngülere dayalı yaklaşım, mühendislik yaklaşımı, ekserji dengesi yöntemi ve eşdeğer bileşen yöntemi ile beraber yapısal teoriye dayanan yaklaşımı ele almışlar ve soğutma sisteminin performansının ulaşabileceği en yüksek potansiyeli hesaplamışlardır. Her yaklaşımla ilişkili uygulamalar için avantajlar, dezavantajlar ve kısıtlamalar sunulmaktadır. Yazarlar tarafından geliştirilen tüm yaklaşımların karşılaştırılabilir ve kabul edilebilir sonuçlara yol açtığı sonucuna varılırken, yapısal teori yaklaşımının ekserji tahribatının endojen yani içsel kısmını hesaplamak için kullanılmaması gerektiği için kabul edilemez sonuçlar vermiştir.

Fabian vd. (2016), Danimarka'da gıda endüstrisindeki en büyük enerji tüketicilerinden biri olan süt işleme tesisini analiz etmek için enerji, ekserji ve ileri ekserji yöntemlerini kullanılmışlardır. Çalışmada kullanılan süt işleme hattı beş alt sistemden oluşmuştur: 1. Çiğ sütün yağsız süt ve kremaya ayrılması ve iki ürünün ısı işleme (pastörizasyon); 2. Yağsız sütü konsantre etmek için Ters Ozmoz ünitesi; 3. Karıştırma ünitesi, homojenizasyon ve yüksek sıcaklık işlemi; 4. Karışımın ön ısıtılması ve buharlaştırılması; 5. Püskürtmeli kurutma hattı. Bu çalışmada, ileri ekserji analizi için kurutma işlemleri ve RO ünitesi dahil edilmemiştir. Her iki işlem de, diğer birimlerde zaten analiz edilen ısıtıcılar ve soğutucular ile modellenmiştir. Yapılan analiz sonucunda, mevcut tesisin zaten oldukça entegre olduğunu ve kullanım talebinin esas olarak su buharlaştırma ve kurutma işlemlerinde gerekli olan ısıtmadan oluştuğunu göstermektedir. Mevcut tesis, tesis tasarımındaki değişikliklerle erişilebilecek bazı iyileştirme potansiyeline sahiptir. Buharlı ısıtıcılar geri dönüşümsüzlüğün ana kaynağıdır ve gelişmiş ekserji analizi, farklı buhar basıncı seviyeleri uygulayarak bu

tersinmezliklerin azaltılma potansiyelini göstermiştir. Bununla birlikte, bu önlem buhar üretim sürecinde meydana gelen ekserji tahribatını azaltmayacaktır. Bu durum, gerçek ekserji tahribatını azaltmak için nihai olarak faydalı sistem değişikliğinin gerekli olduğunu ima eder. Ekserji tahribatının ileri ekserji analizinin bir parçası olarak endojen ve eksojen parçalara bölünmesinin, gerçek işleme tesisi için zor olduğu gösterilmiştir. Tesisi optimize etmek için istenen serbestlik derecesi mevcut değildir. Üretim ayar noktaları, sürecin birçok durumunu düzeltir ve varyasyonları, üretim süreci hakkında uzman bilgisi gerektirir. Bu, analiz sonuçlarının uygulanabilirliğinde bazı belirsizliklere yol açmıştır.

Tsatsaronis ve Morosuk (2012), ileri ekserji analizi üzerine bir çalışma yapmışlardır. Yaptıkları bu çalışmada, her üniteye meydana gelen ekserji tahribatı türlerini hesaplayarak, çalışma parametrelerinin sınırları belirlemişlerdir. İleri ekserji yönteminde ekserji tahribatını matematiksel olarak belirlemedeki detay bir çalışma ile ele almışlardır. Daha önceki yayınlarında, ekserji tahribatını endojen ve eksojen parçalara bölmek için tüm sistemin ürün ekserjisinin sabit kaldığı varsayımını kullanmışlarken bu çalışmada, bu varsayım altında alınan sonuçları tüm sistemin yakıtının sabit kaldığı varsayımı altında elde edilen sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Çalışma sonucunda endojen ekserji tahribatı değerlerinde önemli sapmalar belirlemişlerdir ve bu konuyu açıklığa kavuşturmak için daha fazla araştırmaya ihtiyaç olduğunu belirtmişlerdir.

Ghorbani ve Roshani (2018), bir doğal gaz sıvılaştırma ve üretim entegre tesisinin ileri ekserji ve eksergoekonomi analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Bu araştırmada, Hysys yazılımındaki entegre yapıları geliştirerek bu yazılımı Matlab programlama yazılımına bağlamışlar ve analizler için gerekli olan simülasyonu tamamlanmışlardır. Yaptıkları çalışmada, sistem şemasında belirtilen C1MR2 kompresörü ile AC20, AC1, AC4, AC5 hava soğutucularında tespit edilen tersinmezliklerin büyük bir çoğunluğunun eksojen ekserji tahribatından kaynaklandığını ve diğer birimlerde meydana gelen ekserji tahribatının ise endojen tipte olduğunu belirtmişlerdir. Endojen ekserji tahribatının yatırım maliyeti sonuçları, bu alanda MSHX1 ısı eşanjörü ve CMR1 ve C1MR3 kompresörlerinin tesisin verimliliğini artırma konusunda büyük potansiyele sahip olduklarını göstermektedir. Ekipman arasında, C1MR3 ve CMR1 kompresörlerinin endojen ekserji tahribatının en yüksek yatırım maliyetine sahip olduğunu, incelenen hava soğutucularının da endojen ekserji tahribatının en düşük yatırım maliyetine sahip olduğunu bildirmişlerdir.

Şöhret vd. (2015), ekserji tahribatı parçalarını belirlemek için bir gaz türbini motoruna ileri ekserji yöntemi uygulamışlardır. Çalışmada, yanma odasının iyileştirilmesi gerektiğini,

motor bileşenlerinin ekserji verimliliği değerlerinin düşük basınçlı kompresör, yüksek basınçlı kompresör, yanma odası ve gaz türbininin sırasıyla %89, %86, %60,6 ve %98,6 olduğunu, kaçınılmaz ekserji tahribatı oranının %93,55 olduğu için sistemin düşük gelişme potansiyeline sahip olduğunu ve endojen ekserji yıkımının %81,83 olduğunu ve bileşenler arasındaki etkileşimin bu değere göre zayıf olduğunu bulmuşlardır. Son olarak, elde edilen sonuçlara göre motorun yanma odası bileşenine odaklanması gerektiği sonucuna varmışlardır.

Bai vd. (2016), bir ejektör genişmeli transkritik CO₂ soğutma sistemi üzerinde ileri ekserji analizi ile bir termodinamik inceleme yapmışlardır. Ekserji tahribatını endojen / eksojen ve kaçınılmaz / kaçınılır parçalara bölerek, sistem bileşenleri ve bileşenlerin iyileştirme potansiyeli arasındaki etkileşimleri belirlemişlerdir. Yapılan çalışma, kaçınılır en büyük endojen ekserji tahribatına sahip kompresörün en yüksek gelişme önceliğine sahip olduğunu ve bunu ejektör, evaporatör ve gaz soğutucunun izlediğini göstermişlerdir. Sistem ekserji tahribatının baskın olarak endojen (içsel) olduğunu, sistem bileşenleri arasındaki bağlantı ilişkilerinin zayıf ve sistem ekserji tahribatınının %85,65' inin endojen olduğunu ve toplam ekserji tahribatınının %43,44' ünün sistem bileşenlerini geliştirerek önlenebileceğini, kompresör ve ejektörün kaçınılmaz endojen ekserji tahribatı oranlarının, karşılık gelen bileşen verimliliğininin 0.5 ila 0.9 arasında değiştiğinde sırasıyla %93.6 ve %81.7 oranında azalacağını belirtmişlerdir. Ayrıca yapılan çalışma sonuçlarına göre, evaporatör ve ejektör, kompresörün eksojen ekserji tahribatına büyük katkı sağlamıştır. Kompresör, gaz soğutucu içindeki eksojen ekserji tahribatınının %47.09' unu oluşturmuş, bu da gaz soğutucusunun çoğunlukla kompresörden etkilendiğini göstermiştir. Evaporatörün ekserji tahribatının tamamen endojendir olduğunu ve evaporatörün, ejektörde üretilen eksojen ekserji tahribatını yakından etkilediğini bulmuşlardır.

Gullo vd. (2019), 40 °C dış sıcaklıkta ticari bir R744 yardımcı süpermarket soğutma tesisinin ileri ekserji analizine göre termodinamik performansını incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlar, daha gelişmiş bir düzenin, yani çoklu ejektör bloğuyla donatılmış olanın benimsenmesini önermiş, çoklu ejektör destekli CO₂ sisteminin, toplam yardımcı birimine kıyasla toplam ekserji yok etme oranını yaklaşık %39 oranında azaltabileceğini bulmuşlardır. Ayrıca, toplam kaçınılıbilir ekserji tahribatı oranı 67,60'tan 45,57 kW'a düşürülmüş, toplam kaçınılmaz ekserji tahribatı oranı 42,67'den 21,91 kW'a getirilmiştir.

Balli (2017), art yakıcı sistemli bir askeri uçak turbojet motorunun (TJE) performansını değerlendirmek için ekserji tahribatını kaçınılmaz / kaçınılır ve endojen /

eksojen olarak bölerek ileri ekserji analizlerini yapmıştır. Sistem düşük basınç kompresörü, yüksek basınç kompresörü, yanma odası, yüksek basınç türbini, alçak basınç türbini ve alçak basınç türbininden sonra tekrar yanmanın sağlandığı art yakıcı egzoz kanalından oluşmaktadır. Çalışma sonucunda, motorun ekserji verimliliği değerleri askeri (MIL) modda %39,41 (art yakıcı yakıt yanması olmadan maksimum motor itme işlemi) ve art yakıcı (AB) modunda %17,90 (art yakıcı yakıt yanması ile maksimum motor itme işlemi) olarak belirlenmiştir. Sistem düşük gelişme potansiyeline sahiptir çünkü kaçınılmaz ekserji tahribatı hızı MIL modunda %93 ve AB modunda %98'dir. Endojen ekserji tahribatı MIL modunda %83 ve AB modunda %94 olduğu için bileşenler arasındaki ilişkiler zayıf görünmektedir. Bu sonuçlar sistemin gelişme potansiyelinin çok düşük ve sınırlı olduğunu göstermektedir. Son olarak, elde edilen sonuçlara göre iyileştirme çabalarının, motorun düşük basınçlı kompresörü, yüksek basınçlı kompresörü, yanma odası ve art yakıcı egzoz kanalına odaklanması gerektiği sonucuna varmıştır.

Liu vd. (2016), basınçlı hava enerjisi depolama sisteminin ileri ekserji analizi yoluyla termodinamik analizini yapmışlardır. Kullanılan basınçlı hava enerjisi depolama sistemi, enerji depolama ve elektrik üretim alt sistemleri olmak üzere iki ana alt sistemden oluşan gaz türbini teknolojisinin bir modifikasyonudur. Bu çalışmada simüle edilen ve analiz edilen basınçlı hava enerjisi depolama sistemi, dört kademeli bir koaksiyel kompresör dizisine, dört ısı eşanjörüne ve enerji depolama alt sisteminde bir yeraltı mağarasına sahiptir. En düşük güç tüketimini elde etmek için, her aşamadan sonra basınçlı havayı soğutmak için ısı eşanjörleri kullanılmıştır. Ortam havası, enerji talebinin yoğun olmadığı dönemlerde kompresörler tarafından büyük yeraltı mağaralarında sıkıştırılmış ve depolanmıştır. Enerji tüketimi için en yoğun zaman geldiğinde, basınçlı hava yeraltı mağaralarından serbest bırakılmış ve yanma odasına akmadan önce reküperatör tarafından ısıtılmıştır. Isıtılan basınçlı hava elektrik üretmek için gaz türbinine beslenir. Sonuçlar, sistemin bileşenleri içindeki ekserji tahribatının kaçınılmaz kısmının kaçınılır kısımdan daha büyük olduğunu göstermektedir. Kaçınılır ekserji tahribatına dayanan en önemli bileşenler yanma odaları, ara soğutucular ve son soğutuculardır. Yapılan ekserji analizi, yanma odasının toplam sistem ekserji tahribatının %42,46'sını oluşturan en büyük ekserji tahribatına sahip olduğunu, ardından depolama ve valfin (%22,84) ve daha sonra ara soğutucu ve son soğutucunun (%12,71) geldiğini göstermektedir. Hava ve gaz türbinlerindeki ekserji tahribatı çok az olmakla birlikte, genel sistem ekserji tahribatına sadece %4,30 katkıda bulunurlar. Ekserji tahribatı, ana bileşen verimliliğini artırarak önemli ölçüde azaltılabilir. Kaçınılır ekserji

tahribatının yarısından fazlası eksojendir, bu da bileşenler arasındaki etkileşimlerin basınçlı hava enerjisi depolama sistemi performansı üzerinde önemli bir etkisi olduğunu göstermiştir.

Özgür vd. (2014), R-134a'ya alternatif bir soğutucu (HFO-1234yf) kullanarak buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinin ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışmada, her iki soğutucu akışkan için de buhar sıkıştırma soğutma çevrimi verimliliği arasında önemli bir fark gözlenmemiştir. Bununla birlikte, HFO-1234yf ile elde edilen kompresörün ekserji tahribatı oranı, R-134a için hesaplanandan daha düşüktür. Bu çalışma ile elde edilen ekserji ve enerji analizi sonuçlarına göre HFO-1234yf'nin R-134a'ya iyi bir alternatif olduğunun değerlendirilebileceği, güvenlik gerekliliklerinin (soğutucu akışkanın yanıcılık sorunu) R1234yf kullanan sistemler tarafından yerine getirilmesi durumunda, küresel ısınma sorunu kaynaklı R134a emisyonlarının, R134a yerine R1234yf kullanılarak çözülebileceğini belirtmişlerdir.

Azizi ve Boyaghchi (2014), İran'da bulunan bir ilave ateşlemeli kombine çevrim enerji santralinin (CCPP) ileri ekserji ve eksergoekonomik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışmanın sonucunda, bileşenler arasındaki ilişkilerin önemli ölçüde zayıf olduğu, çünkü eksojen ekserji tahribat oranı ve tüm döngünün ilgili maliyet oranı, toplam ekserji tahribat oranının ve toplam ekserji tahribat maliyet oranının sırasıyla sadece %7 ve %14'ü olduğunu bulmuşlardır. Tüm sistemin kaçınılabilir ekserji tahribatı ve ilgili maliyet oranı sırasıyla %14 ve %15'tir, bu da sistemin gelişme potansiyeli ve ilgili maliyet oranının çok düşük olduğu anlamına gelir. Ayrıca sistemin yatırım akış oranındaki iyileşme potansiyeli zayıftır, çünkü %75'i kaçınılmazdır. Düşük basınçlı evaporatör ve gaz türbininin yatırım akış oranındaki iyileşme potansiyeli yüksektir çünkü sistemin toplam kaçınılabilir yatırım maliyeti oranının %41'i ve %36'sı bunlarla ilişkilidir. Bu çalışmada aynı zamanda, geleneksel ekserji ve eksergoekonomik analizlerin bir enerji dönüşüm sistemini tahmin etmek için yeterli olmadığını ve ileri tabanlı eforik çevre analizlerinin yapılması önerilmiştir.

Vuckovic vd. (2012), gerçek bir endüstriyel tesiste hem geleneksel hem de ileri ekserji analizi uygulanması ve termal süreçlerin ekonomik olarak değerlendirilmesi üzerine bir çalışma yapmışlardır. Araştırmanın yapıldığı tesisteki enerji sistemi dört bölümden oluşmaktadır: Enerji tedarik sektörü (EN), Fabrika 1 (F1), Fabrika 2 (F2) ve Mühendislik bölümü (ED). Bu çalışmada, Fabrika 1 ayrıntılı olarak tartışılmıştır. Fabrika 2'nin ve Mühendislik departmanı ile ilgili kısmın etkileri, kullandıkları süper ısıtılmış buharın gerçek değerleri temelinde değerlendirilmektedir. Söz konusu fabrikanın temsili sistemi, 30 bileşen ve 72 akış ile matematiksel olarak modellenmiştir. Yapılan çalışmada, en yüksek

ekserji tahribatı, buhar kazanından kaynaklanır. Tüm sistemin toplam ekserji tahribatının %97'den fazlası kazandan gelir. Ayrıca, buhar kazanındaki toplam ekserji tahribatının %92,34' ü kaçınılmazdır. İleri ekserji analizinin sonucu, iyileştirme önceliği olarak önce buhar kazanını, ardından salonun termal konforunu ve termal trafo merkezini sıralar. Tam kapsamlı analize dayanarak, kazan işletimini iyileştirerek (buhar kazanında yaklaşık 1 MW kaçınılabilir ekserji tahribatının ortadan kaldırılması), genel sistemin verimliliğinde en büyük iyileşme elde edilebileceğini belirtmişlerdir.

Ukey ve Chaudhary (2012), doğru soğutucu akışkanın seçilmesi amacıyla bir ev tipi buzdolabının performansını optimize etmek için farklı soğutucular ile ev tipi bir buzdolabının ekserji analizini yapmışlardır. Soğutucu akışkan olarak R12 ve R134a'yı karşılaştırdılar. Matlab (7.8.0 (R2009a)) kullanarak sistemin ekserji analizini gerçekleştirmek için bir hesaplama modeli geliştirdiler. Sonuçlar soğutma yükünün ekserjisinin ve ekserji verimliliğinin evaporatör ve kondenser sıcaklığındaki değişiklikten etkilendiğini göstermiştir. Sistemin belirli jeolojik konumuna bağlı olarak değişmeye devam eden ölü durum sıcaklığının etkisi, ikinci yasa verimliliğini etkilemektedir. Bu analizle, R134A'nın ikinci yasa verimliliğinin R12' den daha düşük olduğunu göstermişlerdir.

Singh vd. (2019), Hindistan'daki bir süt ürünleri işleme tesisinin enerji, ekserji ve eksergoekonomik analizini yapmışlardır. Yapılan çalışmalar sonucunda, UHT (ultra yüksek sıcaklıklı) süt işleme ünitesindeki toplam enerji verimliliği ve yürütülebilir enerjiye ilişkin verimliliğin %86,36 ve %53,02 olduğu bildirilmiştir. Spesifik ekserji tahribatı ve spesifik ekserji geliştirme potansiyelinin sırasıyla $219,23 \text{ kJ/kg}^{-1}$ ve $137,60 \text{ kJ/kg}^{-1}$ olduğu tahmin edilmiştir. Santralin mümkün olan en yüksek geri kazanılabilir ekserji potansiyeli, büyük bir teknik gelişme olasılığına işaret eden ısıtma bobini (158,98 kW) ve ardından homojenleştirici (54.62 kW) ile ilişkilidir. İşletme maliyetinin ısıtma rezistansı (r_k : %38,35) ve ardından rejenerasyon-1 (r_k : %23,40) için en yüksek olduğu varsayılmıştır. Ayrıca, alt birimlerin termodinamik eksiklikleri ile ilişkili toplam işletme maliyet oranının ısıtma bobini ($485,82 \text{ € H}^{-1}$), ardından rejeneratör-2 ($1264,88 \text{ € H}^{-1}$) ve homojenizatör ($1187,14 \text{ € H}^{-1}$) için en yüksek olduğu tahmin edilmiştir. Alt birimlerin termoekonomik endeksleri üzerine yaptıkları geniş çaplı araştırmayla, ekserji tahribat seviyesinin daha yüksek düzeyde olduğunu göstermişlerdir.

Gullo vd. (2016), paralel sıkıştırımlı R744 yardımcı soğutma sistemini, 25 °C ve 35 °C 'ye göre tasarlanan dış sıcaklıkların yanı sıra geleneksel bir Avrupa süpermarketinin çalışma koşulları da dikkate alınarak ileri ekserji analiziyle analiz etmişlerdir. Seçilen tüm

kompresörlerin küresel verimlilikleri bazı üreticilerin verilerinden çıkarılmış ve araştırılan çözümün performansına yönelik uygun optimizasyon prosedürleri uygulanmıştır. Sonuç olarak, gazın soğutulmasını sağlayan kondenser, HS (yüksek kademeli) kompresör ve MT (orta sıcaklık) ekran kabini en yüksek geliştirme potansiyelini sergilemiştir. HS kompresörünün ve MT evaporatörünün kaçınılmaz tersinmezlikleri, sırasıyla esasen ve tamamen içseldir. Diğer taraftan, gazın soğutulmasını sağlayan kondenserin, MT evaporatörünün verimsizlikleri azaltılarak baskın bir şekilde geliştirilebileceğini belirtmişlerdir. Yardımcı kompresör ile ilgili olarak, geri kalan bileşenlerde meydana gelen tersinmezliklerin düşmesi ile büyük gelişmeler sağlanmıştır.



2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

2.1. Materyal

2.1.1. Geminin Teknik Özellikleri

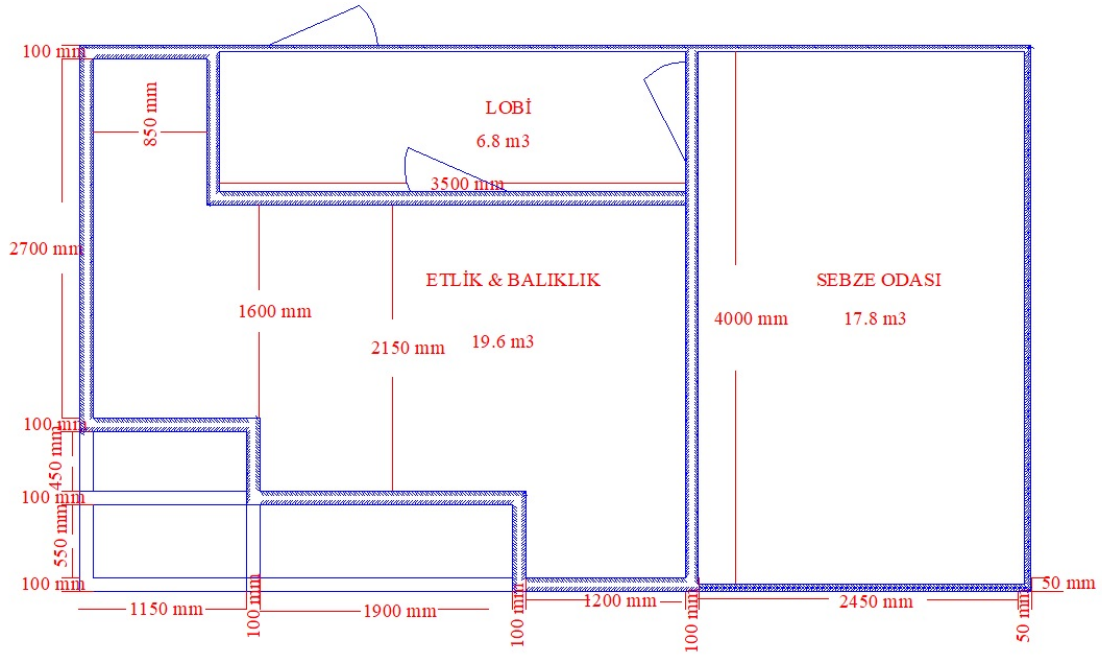
Bu çalışmadaki veriler Boybeyi Denizcilik şirketine ait 9282338 IMO numaralı M/V Saros B adlı kuru yük gemisinden elde edilmiştir. Panama bayraklı olan M/V Saros B gemisi, 110,67 metre tam boya, 19,20 metre genişliğe, 9,214 metre drafta, 7442 gros tona ve 3957 net tona sahip olup, geminin ana makinesi MAKITA-MITSUI-MAN B&W/6L35MC marka iki zamanlı bir dizel motordur. Ana makinenin gücü 3900 kw'dır. Gemide iki adet STROKE YANMAR marka dizel jeneratör bulunmaktadır ve her bir jeneratör 550 kW gücündedir.

Gemide toplam 18 personel bulunmaktadır. Bu personellerin 4 tanesi güverte zabiti, 3 tanesi makine zabiti, 4 tanesi güverte personeli, 4 tanesi makine personeli, 1 tanesi güverte stajeri, 1 tanesi aççı ve 1 tanesi de kamarotluk görevinde bulunmaktadır.



Şekil 2.1. M/V Saros B gemisi

Gemide iki adet buzluk odası bulunmaktadır. Bunlar etlik ve balıklık odası ile sebzelik odasıdır. Bu soğutma odaların girişlerinde lobi denilen ayrı bir bölüm olup burası soğutma odalarına girerken kullanılan koridoru oluşturmakta, ayrıca dış ortama göre daha serin olduğundan dolayı soğan, patates gibi günlük kullanılan yiyecek maddeleri burada muhafaza edilmektedir. Etlik ve balıklık odasının toplam alanı $19,6 \text{ m}^3$, sebzelik odasının toplam alanı $17,8 \text{ m}^3$ ve lobiyi oluşturan bölümün toplam alanı $6,8 \text{ m}^3$ 'tür. Soğutma sistemini oluşturan ana ve yardımcı elemanlar ile soğutma odaları geminin yeke dairesine yerleştirilmiştir.



Şekil 2.2. Gemiye ait soğutma odalarının ölçüleri

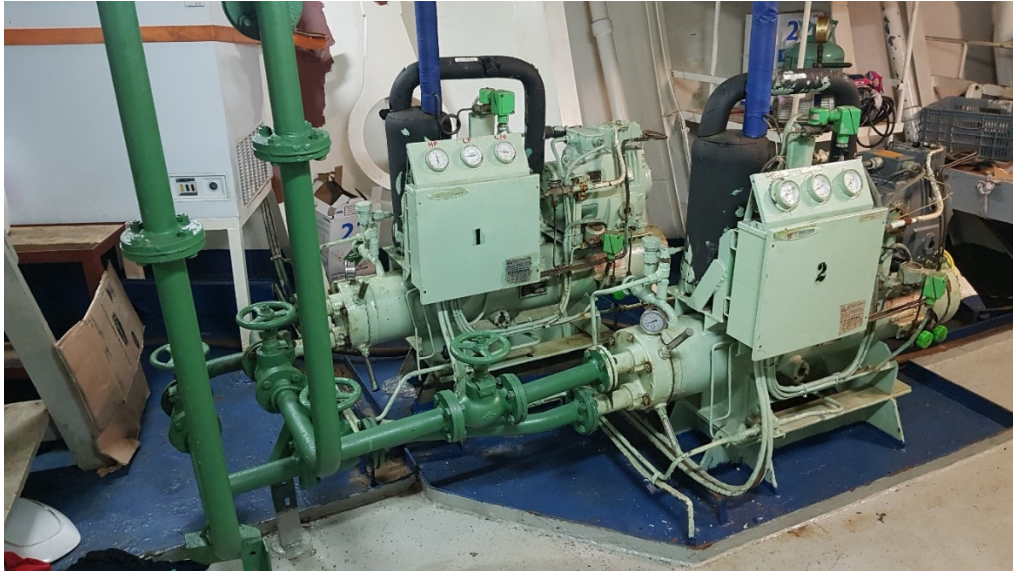


Şekil 2.3. Gemiye ait etlik ve balıklık soğutma odası



Şekil 2.4. Gemiye ait sebzelik soğutma odası

Çalışmanın yapıldığı gemide kullanılan soğutma sistemi buhar sıkıştırmalı bir soğutma sistemidir. Şekil 2.5'te görüldüğü gibi sistemde kullanılan iki farklı kompresör bulunmakla birlikte bu kompresörlerden sadece biri sistemde aktif olarak çalışmaktadır. Diğer kompresör ise yedekte bekletilerek çalışmakta olan kompresörde herhangi bir olumsuz durum meydana gelmesi halinde devreye girerek sistemin işlerliliğini devam ettirmektedir.



Şekil 2.5. Gemide kullanılan soğutma sistemi

Sistem kondenser çıkışına kadar 2 farklı sistem olarak dizayn edilmiştir fakat kondenser çıkışından itibaren birleşerek dek devre olarak sistemi oluşturmaktadır. İki adet kompresörden hangisi kullanılıyorsa kondenseri terk eden soğutucu akışkan ana devre üzerinden sisteme verilmektedir.

2.1.2. Gemideki Soğutma Sistemi Elemanlarının Tanıtımı ve Teknik Özellikleri

2.1.2.1. Kompresör

Ölçümlerin yapıldığı M/V SAROS B gemisinde bulunan soğutma sisteminde kullanılan kompresör yarı hermetik tip pistonlu bir kompresör olup bu kompresöre ait bilgiler Tablo 2.1’de verilmiştir.

Tablo 2.1. Soğutma sistemi kompresörü teknik bilgileri

Üretici Firma	Mitsubishi Electric Corporation
Model	FA-2MSYM
Tip	Yarı Hermetik
R.P.M.	1750 d/d
Silindir Çapı	50 mm
Strok	40 mm
Ağırlık	63 kg
Silindir sayısı	2
Silindir tipi	V tipi

Şekil 2.6’da soğutma sisteminde kullanılan kompresörler görülmektedir. Kullanılan soğutma sisteminde 2 adet kompresör bulunmaktadır. Bu kompresörlerden biri devredeyken diğeri otomatik modda stand-by pozisyonunda hazır bekletilmektedir. Kompresörlerin devreye alınması otomatik olup güç şalteri açıldığında kompresör otomatik olarak çalışmaktadır. Soğutma sisteminde kullanılan kompresörde üretici firmanın tavsiye ettiği SUNISO 3GSD soğutma yağı kullanılmaktadır.



Şekil 2.6. Soğutma sistemi kompresörleri

2.1.2.2. Kondenser (Yoğuşturucu)

Kondenser, bir soğutma sisteminde kompresör silindirinde sıkıştırılarak sıcaklığı ve basıncı artırılan soğutucu akışkanın ısını alarak çevreye yada başka bir soğutucu sıvıya vererek yoğuşmasını sağlayan soğutma devresi elemanıdır. Soğutma sistemlerinde genellikle hava soğutmalı, su soğutmalı ve su ve hava soğutmalı (evaporatif) olmak üzere 3 çeşit kondenser kullanılmaktadır. Hava soğutmalı kondenserler genellikle düşük kapasiteli ticari tip soğutucular ve buzdolaplarında kullanılmakta olup ısı iletimi hava fanı sayesinde gerçekleştirilmektedir. Ticaret gemilerinde kullanılan soğutma sistemlerinde ise veriminin daha yüksek olmasından dolayı su soğutmalı kondenserler kullanılmaktadır. Su soğutmalı kondenserlerde soğutucu olarak deniz suyu kullanılmaktadır. Soğutma görevi yapan bu deniz suyu gemi kinistin devresinden bir pompa vasıtasıyla kondensere iletilmektedir. Deniz suyunun iletilmesinde kullanılan bu pompalar genellikle santrifüj tipi pompalardır.

Su soğutmalı kondenserlerin çalışma prensibi şöyledir. Kompresörü terk ederek basıncı ve sıcaklığı artan gaz halindeki soğutucu akışkan bakır borular vasıtasıyla kondensere girer. Kondensere girdiğinde kondenser keysi içinde bulunan soğutucu sıvı borularının etrafından geçer. Bu esnada soğutucu sıvı borularının içinden basınçlı bir şekilde geçen soğuk deniz suyu vasıtasıyla gaz halindeki soğutucu akışkan ve deniz suyu arasında ısı iletimi olur ve soğutucu akışkanın sıcaklığı düşer. Gaz halindeki soğutucu akışkanın kondenser içerisinde daha uzun süre kalarak ısı iletimine daha fazla maruz kalması için kondenser içerisinde gaz

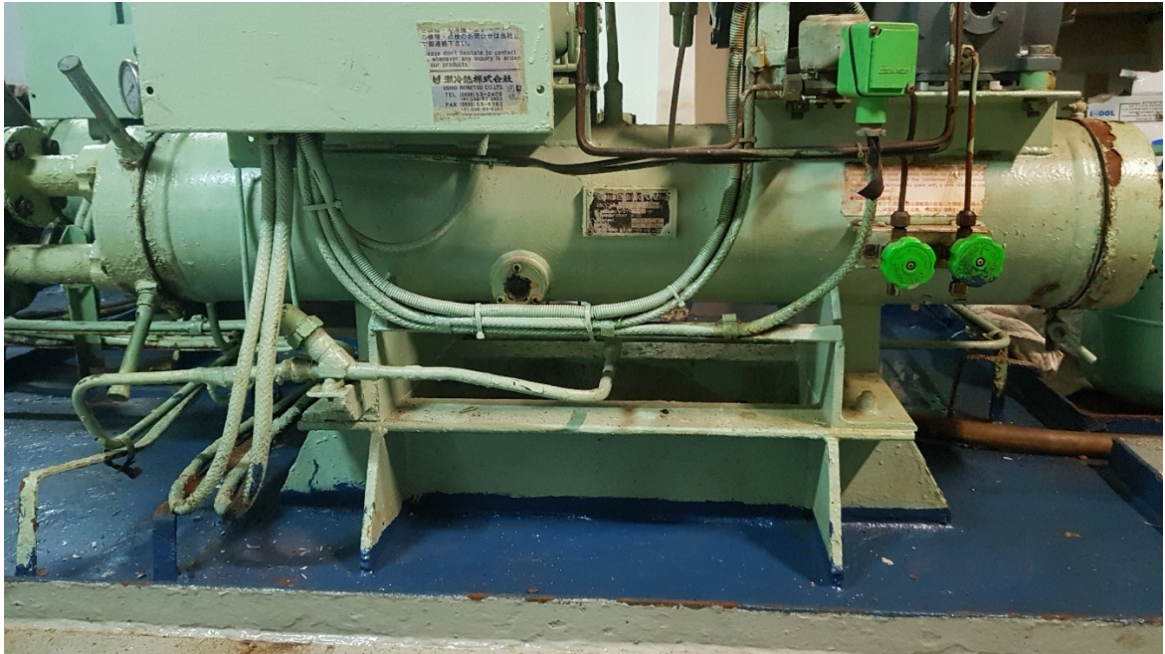
halindeki soğutucu akışkanın yön değiştirmesi için perdeler bulunur. Deniz suyuyla ısı iletimi sayesinde sıcaklığı düşen soğutucu akışkan yoğunlaşarak gaz halinden sıvı hale döner ve kondenser çıkışından kondenseri terk eder.

Ölçümlerin yapıldığı M/V SAROS B gemisi soğutma sisteminde kullanılan kondenserler su soğutmalı olup bu kondensere ait bilgiler Tablo 2.2’de verilmiştir.

Tablo 2.2. Soğutma sistemi kondenseri teknik bilgileri

Üretici Firma	Usho Reinetso Co. Ltd.
Model	UWC-204
Tip	Su soğutmalı
Soğutma Alanı	2,42 m ²
Su Kapasitesi	3,42 t/h
Çapı	216 mm
Uzunluğu	1080 mm

Şekil 2.7’de soğutma sisteminde kullanılan kondenserler görülmektedir. Kullanılan soğutma sisteminde 2 adet kondenser bulunmaktadır. Hangi kompresör devredeyse o kompresörün çıkış devresinde bulunan kondenser devreye alınır ve diğeri yedekte bekletilir.



Şekil 2.7. Soğutma sistemi kondenseri

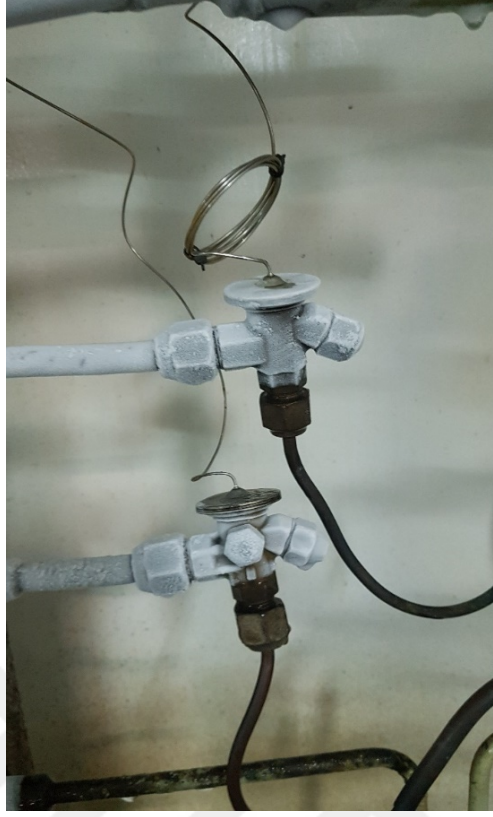
Kondenserin ön ve arka ayna kapakları saplama ve somunlarla sabitlenmiş olup deniz suyu borularının tıkanarak kondenser veriminin düşmesi durumunda bu ayna kapaklarının ikisi de sökülerek kondenser deniz suyu borularının temizlenmesi sağlanır. Ayrıca kondenserin alt orta kısmında kondenser içinde yoğuşan soğutucu gaz seviyesini görebilmek için de bir gözetleme camı bulunmaktadır. Kondenserlerin deniz suyu giriş ve çıkış devrelerinde de deniz suyu sıcaklığını ölçebilmek için termometreler bulunmaktadır.

2.1.2.3. Genleşme (Ekspenşin) Valfi

Soğutma sistemlerinde kullanılan genleşme valfleri, kondenseri terk eden yüksek basınçta ve sıvı haldeki soğutucu akışkanın evaporatöre girmeden önce basıncını ve sıcaklığını düşürerek evaporatör için gerekli olan en uygun miktara ve buharlaşma basıncına gelmesini sağlayan, böylelikle evaporatörde soğutma görevini yaptıktan sonra soğutucu akışkanın kompresöre sıvı halde dönmesini de önleyen soğutma devresi elemanıdır.

Soğutma sistemlerinde kullanılan genleşme valfleri elektronik genleşme valfi ve termostatik genleşme valfi olarak iki gruba ayrılırlar (Erşahin, 2017).

Ölçümlerin yapıldığı M/V SAROS B gemisi soğutma sisteminde kullanılan genleşme valfleri termostatik genleşme valfi olup etlik soğutma odası ve sebzelik soğutma odası için ayrı olarak dizayn edilmişlerdir. Gemiye ait termostatik genleşme valfleri Şekil 2.8'de verilmiştir.



Şekil 2.8. Termostatik genişleme valfi

Bu valflerden üstte olan sebzelik odasının, altta olan ise etlik odasının genişleme valfleridir. Bu valflerde kondenseri terkeden sıvı haldeki R22 gazı selenoid valften geçtikten sonra şekildeki termostatik valfe, valfin altındaki ince bakır borudan girer. Evaporatör çıkışına monte edilmiş bulunan bir bulb sayesinde soğutma odasına gönderilecek akışkanın basıncı belirlenerek ince bir tel vasıtasıyla genişleme valfinin üst kısmında bulunan diyaframa iletilir. Diyaframın oluşturduğu basınca göre de valf içindeki iğne valf açılarak evaporatöre gönderilecek akışkan miktarı ve basıncı belirlenir. Her bir soğutucu gaz özelliğine göre uygun genişleme valfi seçilmelidir. Sistemde kullanılan termostatik genişleme valfleri de R-22 gazına uygun olarak monte edilmişlerdir.

2.1.2.4. Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Soğutma odalarının içine yerleştirilen evaporatörler, genişleme valfinden gelen sıvı haldeki düşük basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkanını, içerisinde bulunan soğutma kangallarından geçerken bir elektrik motorundan hareket alan bir fan vasıtasıyla dış ortamdaki çekilen havayla temas ederek ısı alışverişini yapar ve buharlaşır. Bu esnada da dış

ortamı soğutur. Soğutucu akışkan evaporatör çıkışında tamamen gaz haline dönüşür ve yeni çevrim için tekrar kompresöre gider.

Ölçümlerin yapıldığı M/V SAROS B gemisi soğutma sisteminde kullanılan evaporatörler ünite soğutuculu olup bu evaporatörlere ait bilgiler Tablo 2.3 ve Tablo 2.4'te verilmiştir.

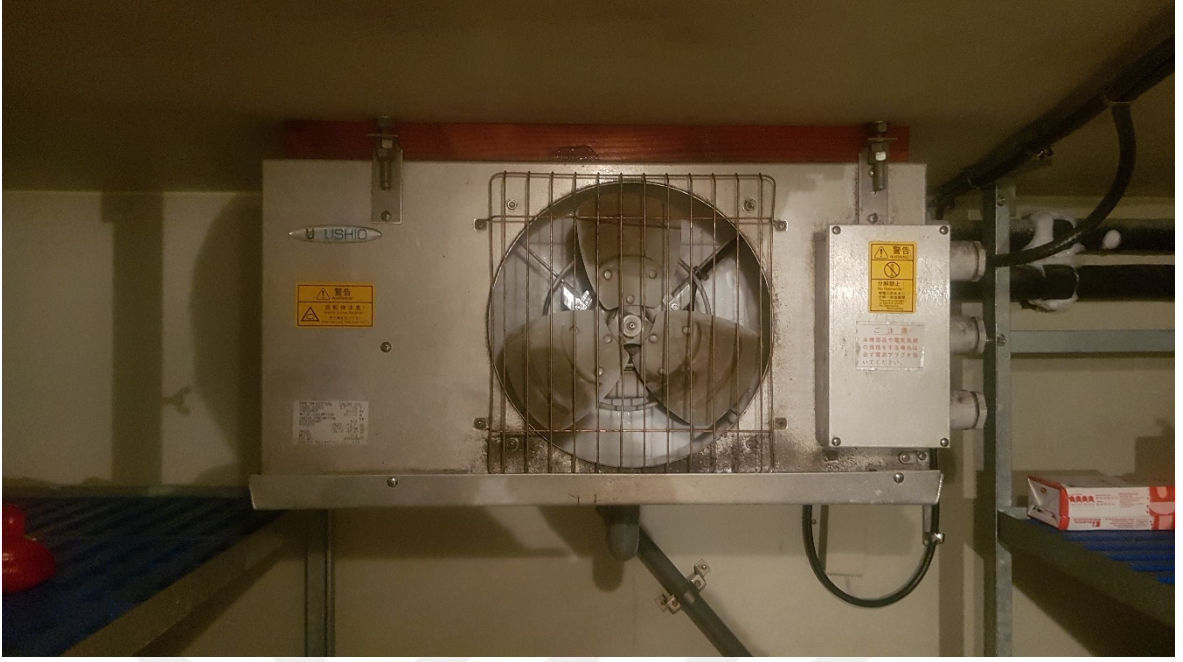
Tablo 2.3. Soğutma sistemi etlik ve balıklık evaporatörü teknik bilgileri

Üretici Firma	Ushio Reinetsu Co. Ltd.
Model	CM-U201UHA
Tip	UNIT COOLER
Soğutma Kapasitesi	1120 kcal/h
Fan Kapasitesi	27 m ³ /min , 50 W
Ağırlığı	17 kg

Tablo 2.4. Soğutma sistemi sebzelik evaporatörü teknik bilgileri

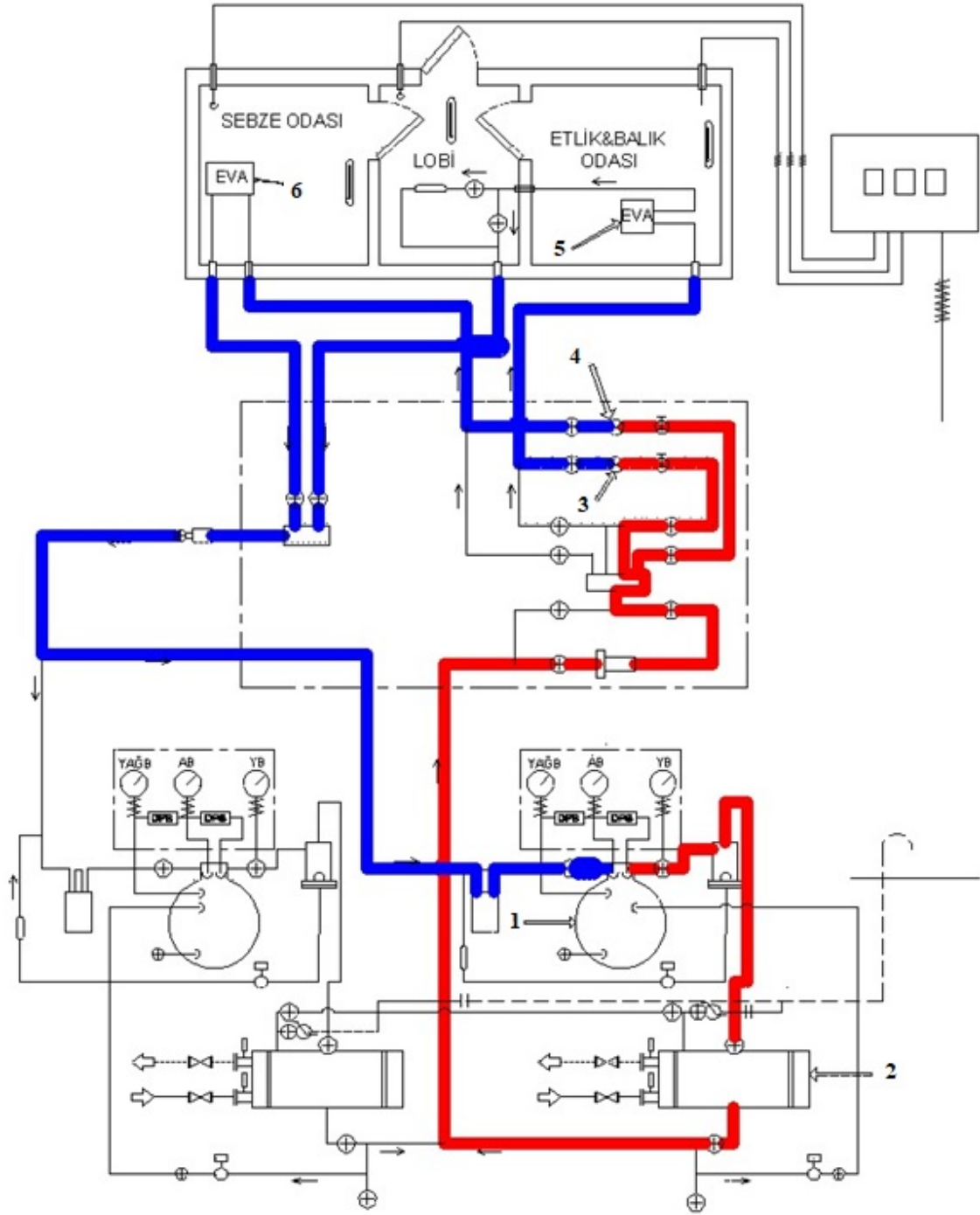
Üretici Firma	Ushio Reinetsu Co. Ltd.
Model	CM-U151SAA
Tip	UNIT COOLER
Soğutma Kapasitesi	1077 kcal/h
Fan Kapasitesi	29,8 m ³ /min , 50 W
Ağırlığı	14,5 kg

Şekil 2.9'da soğutma sistemine ait etlik-balıklık ve sebzelik odalarında kullanılan evaporatör görülmektedir. Evaporatörler yerleştirilirken soğutma odasının tamamına soğutulmuş havayı yayabilecek şekilde monte edilmişlerdir. Evaporatörlerin alt kısmında defrost işlemi esnasında buzların erimesi sonucu oluşan suyun toplanmasını sağlayan tavalar mevcuttur.



Şekil 2.9. Soğutma sisteminde kullanılan evaporatör

Gemiye ait soğutma sisteminin tesisat şeması Şekil 2.10 'da gösterilmektedir. Şekil 2.10'daki sistemde kırmızı ile gösterilen devre yüksek basınç devresi, maviyle gösterilen devre ise alçak basınç devresidir.



- 1- Kompresör 2- Kondenser 3- Etlik ve Balıklık Odası Termostatik Genleşme Valfi
 4- Sebzelik Odası Termostatik Genleşme Valfi 5- Etlik ve Balıklık Odası Evaporatörü
 6- Sebzelik Odası Evaporatörü

Şekil 2.10. Gemiye ait soğutma sisteminin tesisat şeması

2.1.3. Soğutma Sisteminin Çalışma Prensibi

Evaporatörlerde görevini yaparak kompresör girişine gelen soğutucu akışkan burada yağ seperatöründen gelen yağla karışır. Bunun nedeni, kompresöre girdiğinde bu yağ dolayısıyla kompresörün yağlanması sağlayarak sürtünmeleri en aza indirmektir. 1 nolu kompresöre gaz halinde ve alçak basınçta giren R22 gazı kompresör tarafından sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı yükseltilir ve kompresör çıkışından devreye verilir. Kompresör çıkışında basıncı ve sıcaklığı yükseltilmiş olan R22 gazı yağ seperatörüne girer. Yağ seperatöründe R22 gazı içerisinde bulunan yağdan ayrıştırılır ve R22 gazı 2 nolu kondensere girer. Ayrıştırılan yağ ise yağ seperatörünün altında bulunan bir devreyle yeniden kompresör girişine yollanarak evaporatörden gelen soğutucu akışkanla karışır. Kondensere yüksek sıcaklık ve basınçta gaz halinde gelen R22 gazı kondenser içerisinde geçerken kondensere soğutma görevi yapması için borular vasıtasıyla deniz suyu verilir. R22 gazı bu soğutma görevi yapan deniz suyuyla ısı alışverişi yaparak sıcaklığı düşer ve hal değiştirerek gaz halinden sıvı hale geçer. Kondenseri terk eden sıvı haldeki yüksek basınçlı R22 gazı, devrede ilerleyerek kurutucuya gelir. Kurutucunun görevi kondenser çıkışında sıvı hale geçmiş olan R22 gazı içerisindeki nem bertaraf etmektir. Eğer sistemde nem olursa bu nem devrede buzlanmalara sebebiyet vereceğinden mutlaka sistemden ayrıştırılmalıdır. Kurutucu aynı zamanda filtre görevinde gördüğünden eğer R22 gazı içerisinde istenmeyen yabancı maddeler varsa ayrıca bunların da temizlenmesini sağlar. Kurutucu üzerinde ayrı bir de by-pass devresi bulunmaktadır. İstenildiğinde R22 gazını kurutucuya göndermeden by-pass devresi üzerinden direkt sisteme de gönderebiliriz. Kurutucudan çıkan R22 gazı bir kollektör vasıtasıyla iki farklı devreye ayrılır ve gazın bir kısmı etlik ve balıklık evaporatörüne, diğer kısmı ise sebzelik evaporatörüne gönderilmek üzere ayrı ayrı selenoid valflerden (magnet valf) geçerek 3 nolu etlik-balıklık odası termostatik genişleme valfine ve 4 nolu sebzelik termostatik genişleme valflerine (kısmı valfi) gelirler. Bu valflerde basınçları düşürülen R22 gazı yüksek basınçtan alçak basınca geçer ve evaporatörlerde buharlaşarak ısı alışverişi yapabileceği en uygun miktarlara düşürülür. Termostatik genişleme valflerinden de geçen R-22 gazı ardından 5 nolu etlik-balıklık evaporatörü ve 6 nolu sebzelik evaporatörüne gelir. R-22 gazı buralarda borular vasıtasıyla evaporatörler içerisinde dolaştırılır ve bir fan yardımıyla soğutma odalarından çekilen havayla temas ederek ısı alışverişinde bulunur ve ısı alarak buharlaşmaya başlar. Soğutucu akışkan evaporatörlerin çıkışlarında görevini yaparak tamamen gaz haline döner fakat yine de içerisinde az da olsa

sıvı halde soğutucu akışkan kalabilir. Etlik ve balıklık soğutma odası ile sebzelik soğutma odası evaporatörlerini terkeden soğutucu akışkanlar devre üzerindeki bir kollektörde birleşirler. Buradan da bir filtreden ve selenoid valften geçen gaz halindeki R-22 akışkanı yağ seperatöründen gelen yağla karışarak kompresöre girmeden önce bir akümülatöre yada diğer adıyla likit seperatörüne girer. Eğer soğutucu akışkan içinde gaz haline dönmemiş sıvı R-22 varsa bundan ayrışarak kompresöre tamamen gaz halinde girmesi sağlanır ve çevrim yeniden başlar.

2.2. Yöntem

2.2.1. Termodinamiğin Temel Kavramları

2.2.1.1. Termodinamik Sistem Tanımı ve Çeşitleri

Termodinamik sistem, belirli bir kütleyi veya uzayın incelenmek üzere ayrılan bir bölgesini belirtir. Sistemin dışında kalan kütle ya da bölgeye çevre denir. Sistemi çevresinden ayıran gerçek ya da hayali yüzey ise sınır olarak tanımlanır. Sistemin sınırları sabit ya da hareketli olabilir. Matematiksel olarak sınırın kalınlığı sıfırdır. Bundan dolayı kütlesi ve hacmi bulunmamaktadır.

Termodinamik sistem kapalı ve açık sistem olarak ikiye ayrılır. Kapalı sistem ya da diğer adıyla kontrol kütlesi, sınırlarından kütle geçişi olmayan sabit bir kütlelerdir. Kapalı sisteme kütle girişi veya çıkışı bulunmamaktadır. Fakat enerji, iş veya ısı şeklinde kapalı sistem sınırlarından geçebilir. Açık sistem ya da diğer adıyla kontrol hacmi, problemin çözümüne elverişli bir şekilde seçilmiş uzayda bir bölgedir. Açık sistem genellikle kompresör, türbin, lüle gibi içinden kütle akışının olduğu bir makineyi içine alır. Bu makinelerin içerisindeki akışın incelenmesinin en iyi yolu, makinenin içinde bir bölgenin kontrol hacmi olarak seçilmesidir. Hem kütle hem de enerji kontrol hacmi sınırlarını geçebilir (Çengel ve Boles, 2015).

2.2.1.2. Özellikleri

Sistemin yaygın olarak kullanılan özelliklerinden bazıları basınç (P), sıcaklık (T), hacim (V) ve kütle (m)'dir. Bunlara daha az kullanılan viskozite, ısı iletkenlik, elastisite

(esneklik) modülü, ısı genleşme katsayısı, elektrik direnç katsayısı hatta hız ve yükseklikte eklenebilir.

Özellikler ya yağın ya da yaygın olarak dikkate alınırlar. Yağın özellikler sıcaklık, basınç, yoğunluk gibi sistemin kütesinden bağımsızdırlar. Yaygın özellikler ise sistemin kütesiyle orantılıdırlar. Toplam kütle, toplam hacim ve toplam momentum yaygın özelliklere örnek olarak verilebilir.

Yaygın özellikler genellikle büyük harflerle (kütle (m) istisna), yağın özellikler ise genellikle küçük harflerle (basınç (P) ve sıcaklık (T) istisna) gösterilir. Birim kütle için yaygın özellikler özgül ön ekiyle (özgül hacim ve özgül toplam enerji gibi) ifade edilirler (Çengel ve Boles, 2015).

2.2.1.3. Hal Değişimi ve Denge

Termodinamik denge halleri ile ilgilenir. Denge sözcüğü bir uzlaşma halini tanımlar. Denge halinde bulunan bir sistem içinde, değişimi zorlayan eşitlenmemiş bir potansiyel yoktur. Denge halinde bir sistemin çevresiyle etkileşimi kesildiğinde, bulunduğu halde kalmayı devam ettirir. Dengenin birçok çeşidi vardır ve ilgili tüm denge çeşitlerinin koşulları sağlanmadıkça, söz konusu sistem termodinamik dengede değildir. Bir sistemin her noktasında sıcaklık aynıysa sistem ısı dengededir. Mekanik denge basınçla ilgilidir ve sistemin herhangi bir noktasında basıncın zamana göre değişmediği anlamına gelir. Eğer bir sistemde iki faz varken, her fazın kütlesi bir denge düzeyine eriştiğinde orada kalıyorsa sistem faz dengesindedir. Son olarak kimyasal denge, sistemin kimyasal bileşiminin zamanla değişmemesi yani sistemde kimyasal reaksiyon olmaması anlamına gelir. Bir sistem ısı, mekanik, faz ve kimyasal dengede ise termodinamik dengededir. Tüm denge koşulları sağlanmadıkça, bir sistem denge halinde olamayacaktır.

Hal değişimi ise, sistemin bir denge halinden diğer bir denge haline geçişi olarak adlandırılır. Bir hal değişimi sırasında sistemin geçtiği hallerden oluşan diziye de hal değişiminin yolu denir. Bir hal değişimini tümüyle tanımlayabilmek için sistemin ilk ve son halleri ile hal değişimi sırasında izlediği yolu ve çevreyle etkileşimlerini belirlemek gerekir. Bir hal değişimi sırasında sistem her an denge haline son derece yakın kalıyorsa, bu tür bir hal değişimi sanki-statik ya da sanki-dengeli diye tanımlanır. Bir sanki-dengeli hal değişimi, sistemin kendi kendini içten ayarlamasına imkan sağlayan, böylece sistemin bir tarafındaki özelliklerin diğer tarafından daha hızlı değişmediği yeterince yavaş bir hal değişimi olarak

ele alınabilir. Koordinat olarak kullanılan bazı bilinen özellikler sıcaklık (T), basınç (P) ve hacim (V) (veya özgül hacim v) olarak sıralanabilir. Bir sistem geçirdiği bir dizi hal değişimi sonunda yeniden ilk haline dönerse bir çevrimden geçmiş olur. Başka bir deyişle, çevrimin ilk ve son halleri aynıdır (Çengel ve Boles, 2015).

2.2.1.4. Enerji ve Çeşitleri, Isı, İş ve Güç Tanımları

Farkında olsak da olmasak da enerji günlük yaşamımızın önemli bir kısmıdır. Yaşam kalitesi enerjinin kullanılabilirliğine bağlıdır. Bu nedenle enerji kaynaklarını bir biçimden diğer biçime enerji dönüşümlerini ve bu dönüşümlerin sonuçlarını iyi anlamak gerekir.

Enerji ısı, mekanik, kinetik, potansiyel, elektrik, manyetik, kimyasal, nükleer gibi değişik biçimler alabilir. Bunların tümünün toplamı, sistemin toplam enerjisini (E) oluşturur. Sistemin birim kütlesi esas alınarak tanımlanan özgül enerjisi e ile gösterilir ve $e=E/m$ (kJ/kg) olarak tanımlanmıştır.

Termodinamik çözümlemede, sistemin toplam enerjisini oluşturan değişik enerji biçimlerini makroskopik ve mikroskopik olarak iki grupta ele alınır. Makroskopik enerji, sistemin tümünün bir dış referans noktasına göre sahip olduğu enerjidir. Kinetik ve potansiyel enerji gibi. Mikroskopik enerji ise, sistemin moleküler yapısı ve moleküler hareketliliğiyle ilgilidir ve dış referans noktalarından bağımsızdır. Mikroskopik enerjilerin tümünün toplamı sistemin iç enerjisi olarak adlandırılır ve U ile gösterilir.

Isı, iki sistem arasında ya da sistemle çevresi arasında sıcaklık farkından dolayı gerçekleşen enerji geçişi olarak tanımlanmıştır. Başka bir deyişle, enerji geçişi sadece sıcaklık farkından dolayı gerçekleşmişse ısı diye tanımlanır. Bu tanımdan yola çıkarak aynı sıcaklıktaki iki sistem arasında ısı geçişi olmaz.

İş de ısı geçişi gibi, sistemle çevresi arasında bir enerji alışverişidir. Enerji kapalı bir sistemin sınırlarını ısı veya iş olarak geçebilir. Bu nedenle, kapalı bir sistemin sınırlarını geçen enerji, eğer ısı değilse iştir. Isı geçişi kolaylıkla belirlenebilir çünkü ona neden olan etken sistemle çevresi arasındaki sıcaklık farkıdır. Bu durumda, kapalı bir sistemle çevresi arasında sıcaklık farkının neden olmadığı enerji alışverişi iş olarak tanımlanabilir. Başka bir deyişle, iş bir kuvvetin belirli bir yol boyunca etkide bulunması sonucu aktarılan enerjidir. Hareket halinde bir piston, dönen bir mil, sistemle çevre arasında bir iş etkileşiminin olduğunu göstermektedir. Sistemin birim kütlesi için yapılan iş w ile gösterilir. Birim

zamanda yapılan iş, güç şeklinde tanımlanır ve W ile gösterilir. Gücün birimi kJ/s veya kW'tır (Çengel ve Boles, 2015).

2.2.1.5. Basınç

Bir akışkan tarafından birim alan başına uygulanan dik kuvvet basınç olarak adlandırılır ve birimi pascal'dır ($1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$). Mutlak vakuma göre verilen basınca mutlak basınç, mutlak basınçla yerel atmosferik basınç arasındaki farka ise etkin basınç denir. Atmosferik basıncın altındaki basınçlara vakum basınçları adı verilir. Mutlak, etkin ve vakum basınçları arasında,

$$P_{etkin} = P_{mutlak} - P_{atm} \quad (P_{atm} \text{ üzeri basınçlar için}) \quad (2.1)$$

$$P_{vakum} = P_{atm} - P_{mutlak} \quad (P_{atm} \text{ altı basınçlar için}) \quad (2.2)$$

bağıntıları vardır. Bir akışkan içerisinde bir noktadaki basınç tüm yönleriyle aynı büyüklüğe sahiptir. Durgun haldeki bir akışkan içerisinde basıncın yükseklikle değişimi,

$$\frac{dP}{dz} = -\rho g \quad (2.3)$$

bağıntısı ile verilir. Akışkanın yoğunluğu sabitse, Δz kalınlığındaki bir akışkan tabakası boyunca olan basınç farkı,

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \rho g \Delta z \quad (2.4)$$

olur. Yüzeyi atmosfere açık, statik haldeki bir akışkan içerisinde serbest yüzeyden h derinliğindeki mutlak ve etkin basınçlar,

$$P = P_{atm} + \rho gh \quad \text{veya} \quad P_{etkin} = \rho gh \quad (2.5)$$

olarak verilir. Durgun haldeki bir akışkan içerisindeki basınç yatay yönde sabit kalır. Pascal yasası, sınırlandırılmış bir akışkana uygulanan basıncın akışkan içerisindeki basıncı aynı miktarda arttırdığını ifade eder. Atmosferik basınç barometre ile ölçülür ve

$$P_{atm} = \rho gh \quad (2.6)$$

bağıntısı ile verilir. Buradaki h sıvı sütununun yüksekliğidir (Çengel ve Boles, 2015).

2.2.1.6. Sıcaklık ve Isıl Denge

“Sıcaklık” veya “soğukluk” bir merteye olarak bilinen bir kavramdır, ancak kesin bir şekilde tanımlanması zordur. Vücut duyularına dayanarak, sıcaklık düzeyi *dondurucu soğuk*, *soğuk*, *ılık*, *sıcak*, *kızgın* gibi vb. sözcüklerle nitel olarak ifade edilebilir. Fakat yalnızca duylara dayanarak sıcaklıklara sayısal değerler vermek olanak dışıdır. Ayrıca, duylar yanıltıcı olabilir. Örnek olarak; her ikisi de aynı sıcaklıkta olsalar bile, metal bir iskemleye oturduğunda tahta bir iskemleye oranla daha soğuk olduğu hissedilir.

İyi bir alternatif olarak maddelerin birkaç özelliği sıcaklıkla tekrarlanabilir ve tahmin edilebilir bir biçimde değişir ve bu durum doğru sıcaklık ölçümünün temelini oluşturur. Örnek olarak, halk arasında derece diye bilinen civalı termometre, civanın sıcaklıkla genişmesi ilkesini temel alır. Sıcaklığa bağımlı daha başka özellikler yardımıyla da sıcaklık ölçülebilir.

Masada bırakılan bir fincan sıcak kahvenin zamanla soğuması ve bir şişe soğuk gazozun ise zamanla ısınması alışılmış bir gözlemdir. Başka bir deyişle, bir cisim farklı sıcaklıkta başka bir cisimle temas ettirildiğinde her iki cismin sıcaklığı eşitleninceye kadar yüksek sıcaklıktaki cisimden düşük sıcaklıktakine ısı aktarımı olur. Bu aşamada ısı aktarımı sona erer ve cisimler ısıl dengeye erişir. Isıl denge için tek koşul sıcaklıkların eşit olmasıdır (Çengel ve Boles, 2015).

2.2.1.7. Termodinamiğin Sıfıncı Kanunu

Termodinamiğin sıfıncı yasası iki ayrı cismin bir üçüncü cisimle ısıl dengede olması durumunda birbirleri ile de ısıl dengede olduklarını belirtir. Bu açık olgunun termodinamiğin temel yasalarından biri sayılması garipsenebilir. Ayrıca bu durumun termodinamiğin diğer yasalarıyla kanıtlanması mümkün değildir. Ayrıca sıcaklık ölçümünün geçerliliği için bir temel oluşturur. Üçüncü cisim bir termometreyle yer değiştirirse sıfıncı yasa, her ikisi de aynı sıcaklık değerine sahip iki cisim birbirleriyle temas etmeseler bile ısıl dengededirler şeklinde yazılabilir.

Sıfıncı yasa adından da anlaşılacağı gibi, temel bir fizik ilkesi olarak değeri, termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarının ortaya konmasından yarım yüzyılı aşkın bir süre sonra anlaşılmıştır. Birinci ve ikinci yasalardan önce gelmesi gerektiği için sıfıncı yasa olarak adlandırılmıştır (Çengel ve Boles, 2015).

2.2.1.8. Termodinamiğin Birinci Kanununun Açık Sistemler İçin Matematiksel İfadesi

Termodinamiğin birinci yasası ya da diğer bir ifadeyle enerjinin korunumu ilkesi enerjinin değişik biçimleri arasındaki ilişkileri ve genel olarak enerji etkileşimlerini incelemek için sağlam bir temel oluşturur ve aynı zamanda enerji dengesi olarak da adlandırılır. Herhangi bir hal değişimine uğrayan bir sistemin genel kütle ve enerji dengeleri aşağıdaki bağıntı ile ifade edilir.

$$E_g - E_ç = \Delta E_{sistem} \quad (2.7)$$

Termodinamik çözümlmeye konu olan açık sistemler genellikle iki gruba ayrılırlar. Sürekli akışlı açık sistemler ve zamanla değişen açık sistemlerdir. Sürekli akışlı açık sistemlerde, akışkanın kontrol hacminde sürekli bir akışı söz konusudur. Kontrol hacmindeki herhangi bir noktada akışkan özellikleri zamana göre değişmez. Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacminin kütlesi ve toplam enerjisi sabittir. Sisteme olan ısı geçişi ve sistem tarafından yapılan iş pozitif olarak alınır, sürekli akışlı açık sistemler için enerji ve kütlenin korunumu ilkeleri;

$$\sum_g \dot{m} = \sum_ç \dot{m} \quad (2.8)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_ç \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_g \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (2.9)$$

halini alır. Bu denklemler sürekli akışlı açık sistemler için en genel bağıntılardır (Çengel ve Boles, 2015).

2.2.1.9. Termodinamiğin İkinci Kanunu, Clausius ve Kelvin Planck İfadeleri

Termodinamiğin ikinci yasası hal değişimlerinin herhangi bir yönde değil, belirli bir yönde gerçekleşebileceğini belirtir. Termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını sağlamayan bir hal değişimi gerçekleşemez. Sonlu miktarda ısı enerjisi, sıcaklığı değişmeden alabilen veya verebilen cisimlere ısı enerjisi deposu ya da kısaca ısı depo denir.

İş doğrudan ısıya dönüştürülebilir fakat ısının işe dönüştürülmesi ancak ısı makineleri kullanımıyla olanaklıdır. Bir ısı makinesinin ısı verimi aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,çıkan}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (2.10)$$

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

Soğutma makineleri ve ısı pompaları, soğuk bir ortamdan aldıkları ısıyı daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama aktaran makinelerdir. Bir soğutma makinesi veya ısı pompasının etkinliği aşağıda verilen etkinlik katsayısı ile ifade edilir:

$$COP_{SM} = \frac{Q_L}{W_{net,giren}} = \frac{1}{Q_H / Q_L - 1} \quad (2.11)$$

$$COP_{IP} = \frac{Q_H}{W_{net,giren}} = \frac{1}{1 - Q_L / Q_H} \quad (2.12)$$

Termodinamiğin ikinci yasasını Kelvin-Planck ifadesi şu şekilde açıklar: “Periyodik olarak çalışan bir tek ısı kaynağı ile ısı alış verişini yaparak sürekli olarak iş üreten bir makinenin yapılması mümkün değildir. Bir ısı kaynağından ısı çekip buna eşit miktarda iş yapan ve başka hiçbir sonucu olmayan bir döngü elde etmek imkânsızdır.”

Isıtma ve soğutma makinelerinin termodinamiğin ikinci yasasıyla ilişkisini ise Clausius şöyle açıklamıştır: “Çevrede hiçbir etki bırakmaksızın ısıyı soğuk ısı kaynağından sıcak ısı kaynağına ileten bir ısı pompası (veya soğutma makinesi) yapmak mümkün değildir ya da başka bir deyişle enerji kendiliğinden soğuk ortamdaki sıcak ortama doğru akamaz” (Çengel ve Boles, 2015).

2.2.1.10. Tersinir ve Tersinmez Durum Değişimleri

Bir tersinir hal değişimi, bir yönde gerçekleştikten sonra, çevrede herhangi bir iz bırakmadan tersi yönde gerçekleştirilebilen bir hal değişimi olarak tanımlanır. Başka bir ifadeyle, ters yöndeki hal değişimi gerçekleştikten sonra hem sistem hem de çevre ilk hallerine geri dönerler. Bu ancak her iki yöndeki hal değişimleri sonunda, sistem ve çevresi arasındaki net ısı ve iş etkileşiminin sıfır olması durumunda olanaklıdır. Sürtünme, sanki-dengeli olmayan genişleme veya sıkıştırma ve sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi gibi etkiler hal değişimlerinin tersinmez olmasına neden olur. Diğer bir ifadeyle tersinir olmayan hal değişimlerine tersinmez hal değişimleri denir.

Bir sistem ister tersinir ister tersinmez olsun, bir hal değişiminden sonra tekrar ilk haline gelebilir. Burada, hal değişimlerinin tersinir olması durumunda çevrede net bir değişim olmazken, tersinir olmaması durumunda ise çevrenin genellikle sistem üzerinde bir miktar net iş yaptığı ve bu nedenle ilk haline geri dönemeyeceği vurgulanmalıdır.

Doğada tersinir hal değişimlerine rastlanmaz. Tersinir hal değişimleri, gerçek hal değişimlerinin sadece ideal biçimleridir. Gerçek makinelerle tersinir hal değişimlerine yakın hal değişimleri gerçekleştirilebilir fakat asla tersinir hal değişimleri gerçekleştirilemez. Diğer bir ifadeyle, doğada oluşan hal değişimlerinin tamamı tersinmezdir (Çengel ve Boles, 2015).

2.2.1.11. Entropi ve Entropi Üretimi

Termodinamiğin ikinci yasası, bir sistem için mikroskobik düzensizliğin nicel (sayısal) ölçüsüdür ve entropi olarak tanımlanmaktadır. Clausius 1865 yılında yeni bir termodinamik özellik bulduğunu anlamış ve bu özelliğe entropi adını vermiştir. Entropi S ile gösterilir ve

$$dS = \left(\frac{dQ}{T} \right)_{içten\ ter} \quad (2.13)$$

olarak tanımlanır. Entropi sistemin yaygın bir özelliğidir ve bazen toplam entropi adı ile kullanılır. Birim kütle için entropi s ile gösterilir ve kJ/kg.K birimine sahiptir. Entropi terimi genellikle hem toplam entropi hem de birim kütle için entropi (özellik entropi) anlamında kullanılır.

Clausius eşitsizliğinin eşitsizlik kısmı, entropi tanımı ile birleştiğinde, entropinin artışı ilkesi olarak bilinen eşitsizliği verir ve aşağıda verildiği şekilde ifade edilir.

$$S_{üretim} \geq 0 \quad (2.14)$$

Burada $S_{üretim}$ bir hal değişimi sırasında üretilen entropi olarak adlandırılır. Isı geçişi, kütle akışı ve tersinirlik entropi değişimine neden olur. Bir sisteme doğru olan ısı geçişi entropiyi artırırken, bir sistemden olan ısı geçişi entropiyi azaltır. Tersinmezliklerin etkisi daima entropiyi artırır (Çengel ve Boles, 2015).

2.2.1.12. Entropi Değişimlerinin Hesabı

Hal değişimlerinde entropi değişimi ve izantropik ilişkiler aşağıdaki gibidir:

Saf Maddeler İçin

$$\text{Herhangi bir hal değişimi : } \Delta s = s_2 - s_1 \quad (2.15)$$

$$\text{İzantropik hal değişimi : } s_2 = s_1 \quad (2.16)$$

Sıkıştırılmaz Maddeler İçin

$$\text{Herhangi bir hal değişimi : } s_2 - s_1 = c_{ort} \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (2.17)$$

$$\text{İzantropik hal değişimi : } s_1 = s_2 \quad (2.18)$$

Mükemmel Gazlar İçin

a. Sabit Özgül Isılar

$$\text{Herhangi bir hal değişimi : } s_2 - s_1 = c_{v,ort} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (2.19)$$

$$s_2 - s_1 = c_{p,ort} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (2.20)$$

$$\text{İzantropik hal değişimi} : \left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=sabit} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \quad (2.21)$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=sabit} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \quad (2.22)$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{s=sabit} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k \quad (2.23)$$

b. Değişken Özgöl Isılar

$$\text{Herhangi bir hal değişimi} : s_2 - s_1 = s_2^o - s_1^o - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (2.24)$$

$$\text{İzantropik hal değişimi} : s_2^o = s_1^o + R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (2.25)$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{s=sabit} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \quad (2.26)$$

$$\left(\frac{V_2}{V_1} \right)_{s=sabit} = \frac{V_{r2}}{V_{r1}} \quad (2.27)$$

Burada P_r bağıl basıncı, V_r bağıl özgül hacmi göstermektedir. s^o fonksiyonu sadece sıcaklığa bağlıdır (Çengel ve Boles, 2015).

2.2.1.13. Termodinamiğin İkinci Kanununun Açık Sistemler İçin Matematiksel İfadesi

Isı geçişinin pozitif yönü sisteme doğru olarak alındığında, kontrol hacimleri için genel entropi dengesi eşitlikleri aşağıda verildiği gibi yazılabilir:

$$\sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_\varphi s_\varphi + \dot{s}_{\text{üretim}} = (s_2 - s_1)_{KH} \quad (\text{kJ/K}) \quad (2.28)$$

veya birim zaman için aşağıda verildiği gibi ifade edilebilir:

$$\sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_\varphi s_\varphi + \dot{s}_{\text{üretim}} = dS_{KH} / dt \quad (\text{kW/K}) \quad (2.29)$$

bu entropi dengesi eşitliğinin sözel ifadesi ise şöyledir:

Bir hal değişimi sırasında kontrol hacmi içindeki entropi değişimi miktarı; ısı geçişi ile kontrol hacmi sınırında gerçekleşen entropi geçişinin miktarı ve kontrol hacmi içine kütle akışı ile entropi geçişinin net miktarı ile tersinmezliklerin bir sonucu olarak kontrol hacmi içindeki entropi üretimi miktarının toplamı eşittir.

Pratikte karşılaşılan türbinler, kompresörler, lüleler, yayıcılar, ısı değiştiriciler, borular ve kanallar gibi kontrol hacimlerinin birçoğu sürekli olarak işler ve dolayısıyla entropilerinde değişim ile karşılaşmazlar. Bu nedenle, sürekli akış hal değişimi için genel entropi dengesi eşitliği, eşitlikte $dS_{KH} / dt = 0$ yazılıp tekrar düzenlenerek aşağıdaki gibi yazılır:

$$\text{Sürekli akım:} \quad \dot{s}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_\varphi s_\varphi - \sum \dot{m}_g s_g - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (2.30)$$

$$\text{Sürekli akım, tek akış:} \quad \dot{s}_{\text{üretim}} = \dot{m}(s_\varphi - s_g) - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (2.31)$$

$$\text{Sürekli akım, tek akış adyabatik:} \quad \dot{s}_{\text{üretim}} = \dot{m}(s_\varphi - s_g) \quad (2.32)$$

Bu denklemde verilen $\dot{S}_{\text{üretim}} \geq 0$ olduğundan dolayı, adyabatik bir düzenek boyunca akan sıvının özgül entalpisi artacaktır. Düzenek boyunca olan akım tersinir ve adyabatik ise diğer özelliklerdeki değişimler ne olursa olsun entropi sabit kalacak ve $s_{\dot{c}} = s_{\dot{g}}$ olacaktır (Çengel ve Boles, 2015).

2.2.1.14. Kullanılabilir Enerji (Ekserji), Ekserji Tahribatı ve Ekserji Kaybı Tanımları

Bir sistem belirli bir başlangıç halinden çevrenin haline yani ölü hale geçtiği bir tersinir hal değişimi geçirdiğinde, o sistemden en fazla iş elde edileceği sonucuna varırız. Bu belirli bir haldeki sistemin yararlı iş potansiyelini temsil etmektedir ve ekserji olarak adlandırılır. Diğer bir ifadeyle, belirli bir haldeki bir sistemin yararlı iş potansiyeli ekserji olarak tanımlanır. Ekserji, sistem ve çevrenin halleriyle ilişkili bir özelliktir. Çevresiyle denge halinde olan bir sistemin ekserjisi sıfırdır ve bu duruma ölü hal denir. Bir ısı ısı enerjisi deposundan sağlanan ısının ekserjisi, depo ile çevre arasında çalışan bir Carnot ısı makinasının iş çıkışına eşittir.

Tersinir iş W_{tr} , belirli ilk hal ile son hal arasında bir hal değişimi geçiren sistemde üretilebilecek yararlı işin en fazla miktarı olarak tanımlanır. Bu, ilk hal ile son hal arasında tamamen tersinir bir hal değişimi olduğu zaman sağlanan yararlı iş çıkışı veya girdisidir. Tersinir iş W_{tr} ile yararlı iş W_y arasındaki fark, hal değişimi sırasındaki tersinmezliklerden kaynaklanır ve tersinmezlik (I) diye tanımlanır. Tersinmezlik, ekserji yokoluşu ile eşdeğerdir ve aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$I = e_{\text{yokolan}} = T_o S_{\text{üretim}} = W_{tr,\text{çıkan}} - W_{y,\text{çıkan}} = W_{y,\text{giren}} - W_{tr,\text{giren}} \quad (2.33)$$

Burada $S_{\text{üretim}}$ hal değişimi sırasındaki entropi üretimidir. Tamamen tersinir bir hal değişimi için, yararlı ve tersinir iş terimleri özdeşdir ve böylece ekserji yok oluşu sıfırdır. Ekserji yok oluşu, kayıp iş potansiyelini gösterir ve ayrıca harcanmış iş veya kayıp iş olarak da bilinir (Çengel ve Boles, 2015).

2.2.1.15. Açık Sistemler İçin Ekserji Denkleminin Matematiksel İfadesi

Uygulamada karşılaşılan türbinler, kompresörler, lüleler, yayıcılar, ısı değiştiriciler, borular ve kanallar gibi kontrol hacimlerinin çoğu sürekli olarak çalışır ve böylece hacimlerinde olduğu gibi kütlelerinde, enerjilerinde, entropilerinde ve ekserji içeriklerinde hiçbir değişikliğe uğramazlar. Bu nedenle, bu tür sistemler için, $dV_{KH} / dt = 0$ ve $dX_{KH} / dt = 0$ yazılabilir ve bir sürekli akışlı sistemin tüm biçimlerinde giren ekserji miktarı, sistemi terk eden ekserji miktarı ve yok olan ekserji miktarına eşit olmalıdır. Öyleyse birim zaman için genel ekserji dengesi sürekli akış işleminde aşağıda verilen eşitliğe indirgenir:

$$\text{Sürekli akış : } \dot{E}_{ekserji tahribatı} = \sum_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_k \dot{E}_{k, giriş} - \sum_k \dot{E}_{k, çıkış} \quad (2.34)$$

Tek akımlı (bir giriş, bir çıkış) sürekli akış düzeneği için, yukarıda verilen bağıntı aşağıda verilen biçime indirgenir:

$$\text{Tek akım : } \dot{E}_{ekserji tahribatı} = \sum_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \dot{E}_{giriş} - \dot{E}_{çıkış} \quad (2.35)$$

Yukarıda verilen \dot{m} , kütleli debidir ve akış ekserjisindeki değişme aşağıda verildiği gibi yazılabilir:

$$\Delta e = e_1 - e_2 = (h_2 - h_1) + T_0 (s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (2.36)$$

$$e_1 - e_2 = (h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \quad (2.37)$$

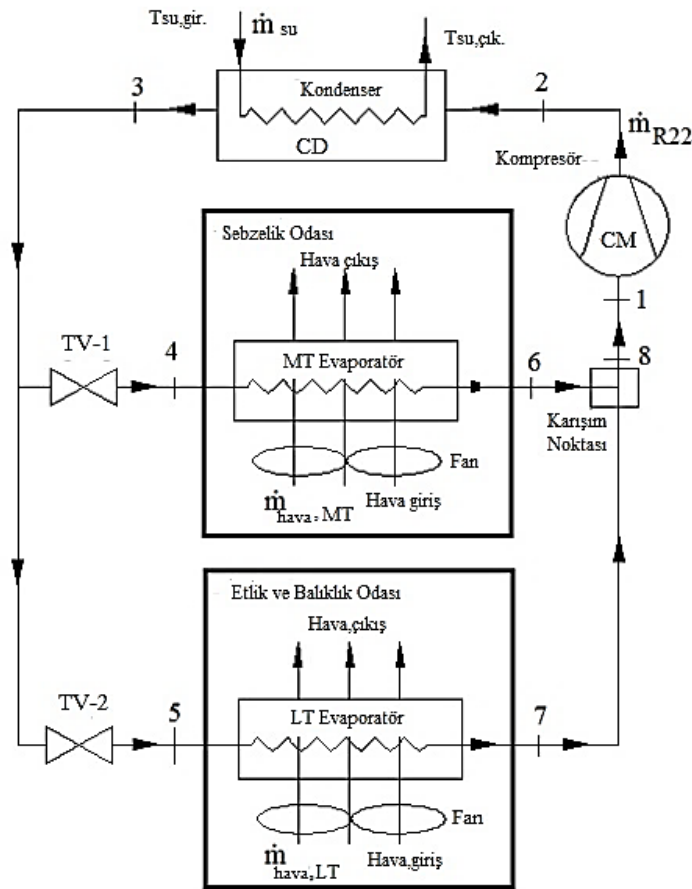
Eşitlik 2.35'teki ekserji dengesi eşitliği \dot{m} değerine bölünerek birim kütle için aşağıda verilen eşitlik elde edilir:

$$\text{Birim kütle : } e_{ekserji tahribatı} = \sum_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) q_k - w + e_{giriş} - e_{çıkış} \quad \text{kJ/kg} \quad (2.38)$$

Yukarıda verilen $q = \dot{Q} / \dot{m}$ ve $w = \dot{W} / \dot{m}$ sırasıyla, akışkanın birim kütlesi için ısı geçişi ve yapılan iştir (Çengel ve Boles, 2015).

2.2.1.16. Termodinamik Modellemede Kullanılan Soğutma Sisteminin Bileşenleri

Gemideki soğutma sisteminin termodinamik modellemede kullanılan elemanlar Şekil 2.11’de görülmektedir.

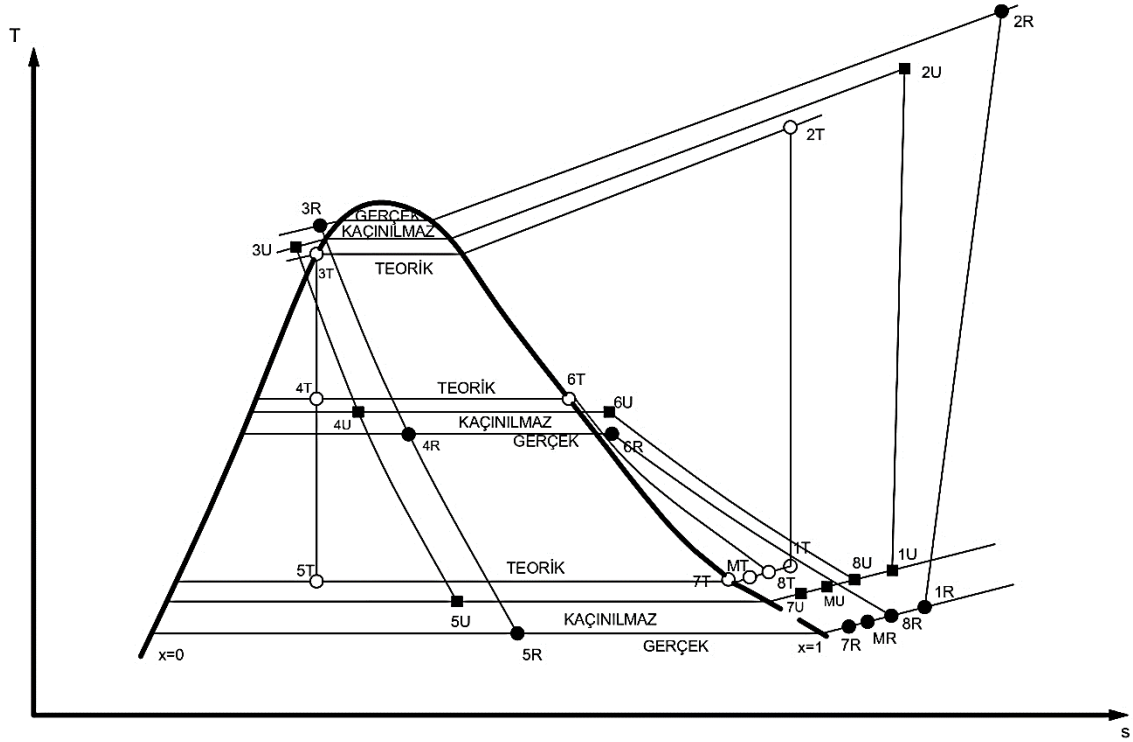


Şekil 2.11. Gemiye ait soğutma sistemi şeması

2.2.1.17. Soğutma Sisteminin Termodinamik Çevrim Modelleri

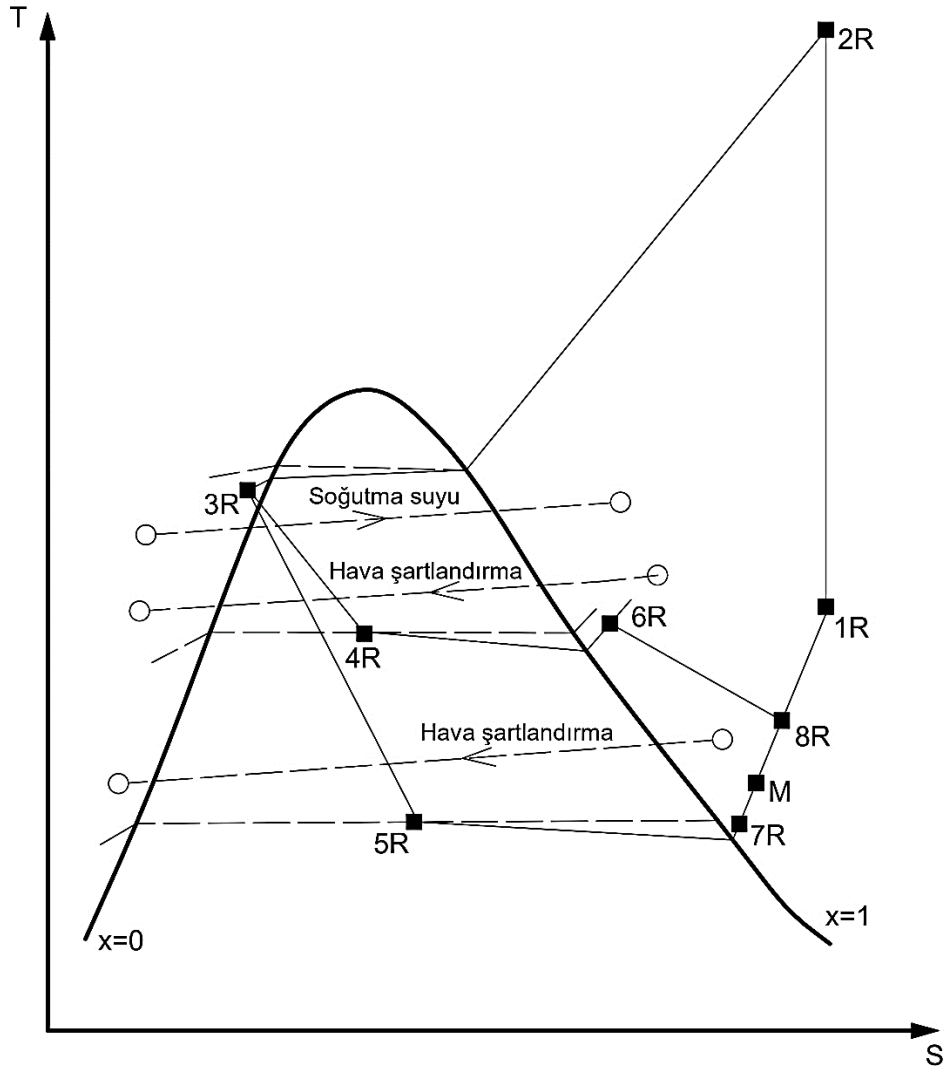
Termal sistemlerde termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarının kullanılmasına ek olarak, literatürde sunulan ileri ekserji yöntemi sistem bileşenlerine ayrı ayrı uygulanmıştır

ve her bir bileşendeki ekserji tahribatı miktarı, niteliksel ve niceliksel olarak üç çevrim olarak hesaplanmıştır. Soğutma sistemi, gerçek veriler kullanılarak Şekil 2.12'deki Ts diyagramında şematik olarak çizilmiştir. Buhar sıkıştırma soğutma sisteminin üç ayrı basınç kayıpsız termodinamik çevrimi: 1-Gerçek çevrim, gerçek verilere göre çizilmiştir. 2- Teknolojinin sınırları göz önüne alındığında kaçınılmaz (Tersinmez) döngü. 3- Teorik (Tersinir) döngü dikkate alınmıştır.

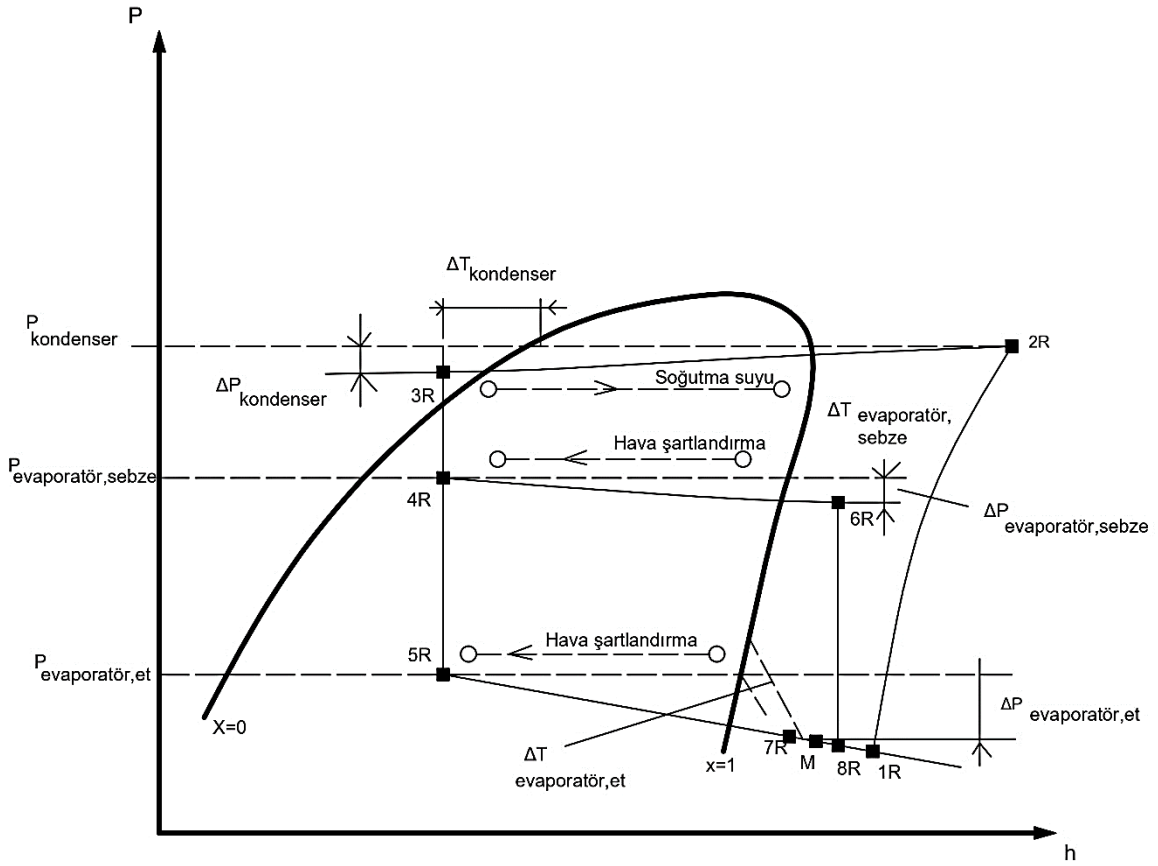


Şekil 2.12. Basınç kayıpsız gerçek, kaçınılmaz ve teorik termodinamik çevrimlerin beraberce T-s diyagramında gösterimi

Basınç kayıplı tersinmez gerçek çevrimi, T-s ve P-h diyagramlarında Şekil 2.13 ve Şekil 2.14'te ayrı ayrı gösterilmiştir. Bu çevrimlerde aşırı kızdırma ve aşırı soğutma süreçlerinin yanında çevrim bileşenlerinde oluşan basınç kayıpları da gösterilmiştir.

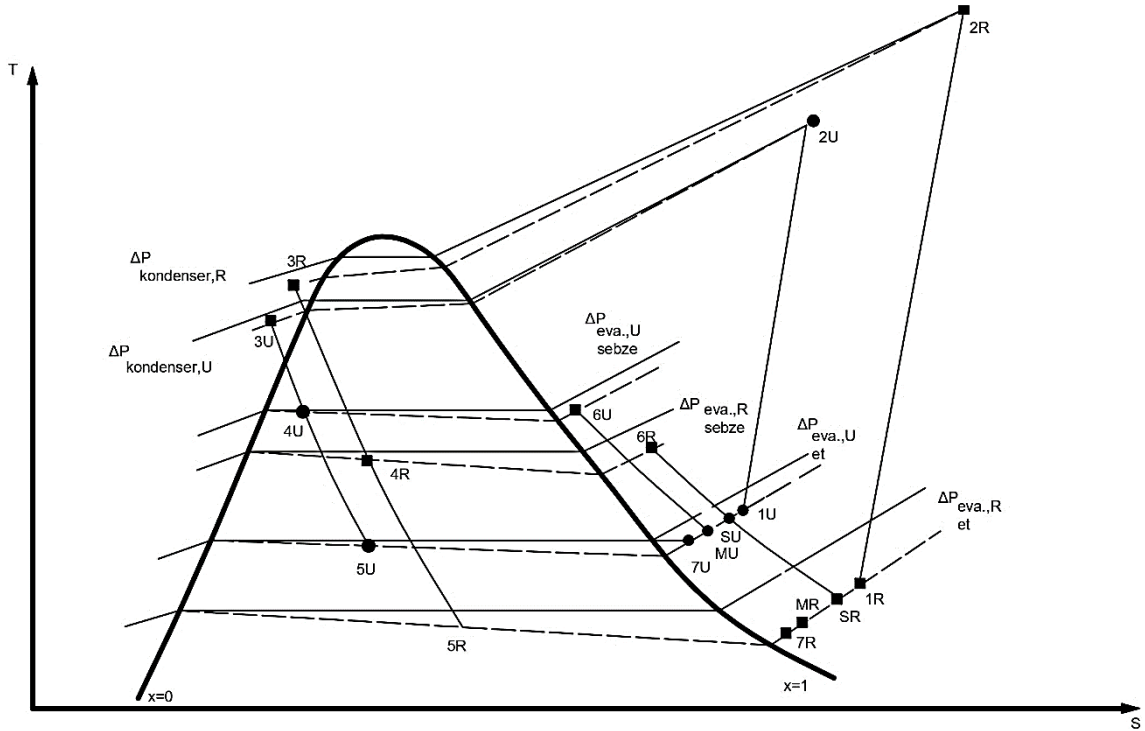


Şekil 2.13. Soğutma sisteminin gerçek çevriminin T-s diyagramında şematik çizimi



Şekil 2.14. Soğutma sisteminin gerçek çevriminin P-h diyagramında şematik çizimi

Ekserji analizi yönteminde kullanılmak üzere geliştirilen kaçınılmaz çevrim ile gerçek çevrim beraberce T-s diyagramında, Şekil 2.15'te gösterilmiştir. Bu diyagramda gerçek çevrim ile kaçınılmaz çevrimin basınç kayıpları arasındaki farklılık vurgulanmıştır.



Şekil 2.15. Gerçek çevrim ile kaçınılmaz çevrimin basınç kayıpları açısından karşılaştırılması

2.2.2 Enerji ve Ekserji Analizleri

2.2.2.1. Analizler Sırasında Yapılan Kabuller

Analizlerin yapıldığı gemiye ait buhar sıkıştırımlı soğutma sistemindeki soğutma bileşenlerinin ve elemanlarının yerleşimi Şekil 2.11’de verilmiştir.

Sistemin termodinamik modellerinin oluşturulmasında aşağıdaki kabuller dikkate alınmaktadır;

Kabuller:

1. Sistemdeki tüm bileşenler kararlı bir durumda ve sabit bir akışta bir boyutlu olarak düşünülmüştür.
2. Sistemin yalıtımlı olduğu kabul edilerek ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
3. Bileşenlerdeki ve boru bağlantılarındaki basınç kayıpları ihmal edilmemiştir.
4. Kompresörün adyabatik ve tersinmez olarak çalıştığı kabul edilmiştir. Kompresörün izantropik verimliliği 0,75 olarak alınmıştır.
5. Kinetik ve potansiyel ekserjiler hesaplamalarda ihmal edilmiştir.

6. VCR sisteminde kullanılan soğutucu akışkan R22'dir.
7. Bu çalışma için ölü hal $T_0=15^\circ\text{C}$ ve $P_0=100\text{kPa}$ olarak kabul edilmiştir.
8. Evaporatörlere giren ve çıkan hava ideal gaz olarak kabul edilmiştir.
9. Termostatik genleşme valflerindeki işlem adyabatik ve izentalpik olarak kabul edilmiştir.

2.2.2.2. Soğutma Sistemi Enerji Analizi

Kütlenin korunumu yasasına göre, kararlı akışa sahip kapalı sistemlerde giriş ve çıkışlardaki kütleli debiler Denklem 2.39'daki gibi birbirlerine eşittir (Çengel ve Boles, 2015).

$$\sum_{\text{giriş}} \dot{m} = \sum_{\text{çıkış}} \dot{m} \quad (2.39)$$

Kinetik ve potansiyel enerji terimleri çıkartılınca Denklem 2.40'daki gibi olur.

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_g h_g = \dot{W} + \sum \dot{m}_\zeta h_\zeta \quad (2.40)$$

Sisteme verilen net ısı miktarı Denklem 2.41 ile gösterilir.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{net,g} = \dot{Q}_g - \dot{Q}_\zeta \quad (2.41)$$

Sistemden dışarıya çıkan net iş miktarı Denklem 2.42 ile gösterilir.

$$\dot{W} = \dot{W}_{net,\zeta} = \dot{W}_\zeta - \dot{W}_g \quad (2.42)$$

Denklem 2.41 ve Denklem 2.42 kullanılarak enerji korunum denklemi Denklem 2.43'teki gibi olur. Bu denklem analizlerde her bir sistem bileşeni için uygulanır.

$$\dot{Q}_g - \dot{Q}_\zeta + \sum \dot{m}_g h_g = \dot{W}_\zeta - \dot{W}_g + \sum \dot{m}_\zeta h_\zeta \quad (2.43)$$

2.2.2.3. Ekserji Analizi

Ekserji analizi termal sistemdeki tersinmezlikleri içeren üniteleri ve tersinmezliğin büyüklüğünü araştıran genel bir metottur. Her bir üniteadaki ekserji tahribatı oluşumunun ve büyüklüğünün belirlenmesinde ekserji eşitliği sistemdeki her bir üniteye ayrı ayrı uygulanarak bulunur. Ele alınan termodinamik modeli oluşturan sistem elemanlarına ekserji eşitliği uygulanarak ve soğutma sistemindeki her bir bileşene giren ve çıkan soğutucu akışkanın ekserjileri aşağıdaki bağıntıyla hesaplanmıştır. Soğutucu sistemde dolaşan R22 akışkanı için çevrimdeki noktalara ait ekserji değeri aşağıdaki bağıntı ile hesaplanmıştır.

$$e = h - h_0 - T_0 (s - s_0) \quad (2.44)$$

Ekserji analizinde nemli havanın ekserjisi aşağıdaki formülle hesaplanmaktadır. Bu eşitlikte p_o , ölü durum hava basıncını (101,325 kPa), T_o , ölü durum hava sıcaklığını (20 °C) ve w_o , nemli havanın %50 bağıl nemine tekabül eden havanın mutlak nemini göstermektedir.

$$e_{nemli\ hava} = [C_{p_a} + wC_{p_w}] (T - T_o) \left\{ (C_{p_a} + wC_{p_w}) \ln \frac{T}{T_o} - (R_a + wR_w) \right\} \ln \frac{p}{p_o} \quad (2.45)$$

$$+ T_o \left\{ (R_a + wR_w) \ln \frac{1 + 1,6078 w_o}{1 + 1,6078 w} \right\} + 1,6078 R_a w \ln \frac{w}{w_o}$$

Burada C_{p_a} ve R_a kuru havanın özgül ısı ve gaz sabitini, C_{p_w} ve R_w su buharındaki nemli havanın kuru termometre sıcaklıklarına dayalı özgül ısı ve gaz sabitini göstermektedir (Bejan, 2002).

Sistemde bulunan akışkan akımlarındaki toplam akışkan ekserjisi Denklem 2.46 ve her bir elemanda oluşan ekserji tahribatı da ekserji eşitliğinden Denklem 2.47 ile hesaplanmıştır.

$$\dot{E} = \dot{m} e \quad (2.46)$$

$$\dot{E}_D = \sum_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_k \dot{E}_{k,g} - \sum_k \dot{E}_{k,\varphi} \quad (2.47)$$

Termal genişleme valfinden kısımla sürecindeki akışkanın termal ve mekanik ekserji tanımları Denklem 2.47 ve Denklem 2.48'de verilmiştir (Kotas, 1985).

Termal ekserji:

$$e^{\Delta T} = \left[h_{(T,P)} - h_{(T_0,P)} - T_0 \left(s_{(T,P)} - s_{(T_0,P)} \right) \right]_{p=sabit} \quad (2.48)$$

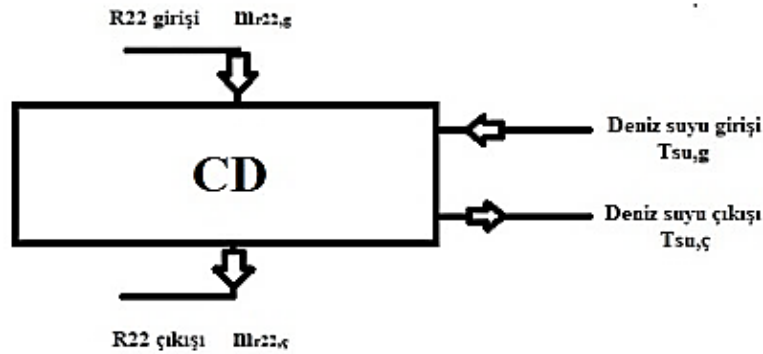
Mekanik ekserji:

$$e^{\Delta P} = \left[h_{(T_0,P)} - h_{(T_0,P)} - T_0 \left(s_{(T_0,P)} - s_{(T_0,P)} \right) \right]_{t=sabit} \quad (2.49)$$

Termal genişleme valfinde, Denklem 2.48' de verilen termal ekserji bağıntısında sabit basınç değeri olarak valfin giriş ve çıkış noktalarındaki basınç değerleri alınmıştır. Denklem 2.49'da verilen mekanik ekserji bağıntısındaki sabit sıcaklık değeri için ise ölü haldeki sıcaklık değeri alınmıştır. Termal genişleme valfinin ekserji verim ifadesi, ekserji ürününün ekserji yakıtı oranı tanımına göre Denklem 2.50 ile hesaplanmıştır (Kotas, 1985).

$$\mathcal{E}_{TV} = \frac{(\dot{E}_4 - \dot{E}_3)_{Termal}}{(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)_{Mekanik}} \quad (2.50)$$

Kondenser:



Şekil 2.16. Kondenserdeki enerji dönüşümünde R22 ve deniz suyu akışkanlarının giriş ve çıkışlarının şematik gösterimi

Tablo 2.5. Gerçek çevrim için kondenserde deniz suyu giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,2119	24.5	405,325	103,6	0,3597	1,539
Çıkış	0,2119	30	101,325	125,8	0,4365	1,579

Tablo 2.6. Kaçınılmaz çevrim için kondenserde deniz suyu giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,1668	24.5	405,325	103,6	0,3597	1,539
Çıkış	0,1668	30	101,325	125,8	0,4365	1,579

Tablo 2.7. Teorik çevrim için kondenserde deniz suyu giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,1624	24.5	405,325	103,6	0,3597	1,539
Çıkış	0,1624	30	101,325	125,8	0,4365	1,579

Tablo 2.8. Gerçek çevrim için kondenserde R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,01808	150	1649	510,6	1,951	90,39
Çıkış	0,01808	31	1633	218	1,128	54,81

Tablo 2.9. Kaçınılmaz çevrim için kondenserde R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,01631	78,53	1208	454,7	1,834	68,23
Çıkış	0,01631	18,5	1196	222,3	1,077	53,95

Tablo 2.10. Teorik çevrim için kondenserde R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	\dot{m} [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,01776	61,14	1192	440,8	1,794	65,68
Çıkış	0,01776	30	1192	236,8	1,126	54,39

Kütle Denklemi:

$$\dot{m}_{su,g} = \dot{m}_{su,\varphi} \quad (2.51)$$

$$\dot{m}_{R22,g} = \dot{m}_{R22,\varphi} \quad (2.52)$$

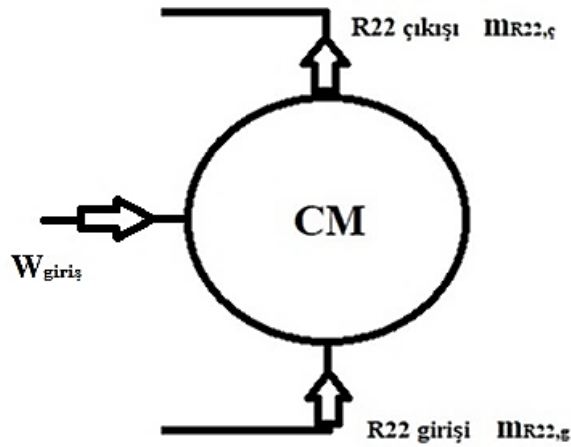
Enerji Denklemi:

$$\dot{m}_{su} (h_{su,g} - h_{su,\varphi}) = \dot{m}_2 (h_2 - h_3) \quad (2.53)$$

Ekserji Denklemi:

$$\dot{E}_{D,CD} = (\dot{E}_2 - \dot{E}_3) - (\dot{E}_{su,g} - \dot{E}_{su,\varphi}) \quad (2.54)$$

Kompresör:



Şekil 2.17. Kompresördeki enerji dönüşümünde R22'nin giriş ve çıkışının şematik gösterimi

Tablo 2.11. Gerçek çevrim için kompresörde R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	<i>m</i> [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	S [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,01808	17,5	197,4	422,9	1,898	18,05
Çıkış	0,01808	150	1649	510,6	1,951	90,39

Tablo 2.12. Kaçınılmaz çevrim için kompresörde R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	<i>m</i> [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	S [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,01631	3,5	239,1	408,1	1,827	23,57
Çıkış	0,01631	78,53	1208	454,7	1,834	68,23

Tablo 2.13. Teorik çevrim için kompresörde R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	<i>m</i> [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	S [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,01776	-11,98	264,8	401,9	1,794	26,78
Çıkış	0,01776	61,14	1192	440,8	1,794	65,68

Kütle Denklemi:

$$\dot{m}_{R22,g} = \dot{m}_{R22,\phi} \quad (2.55)$$

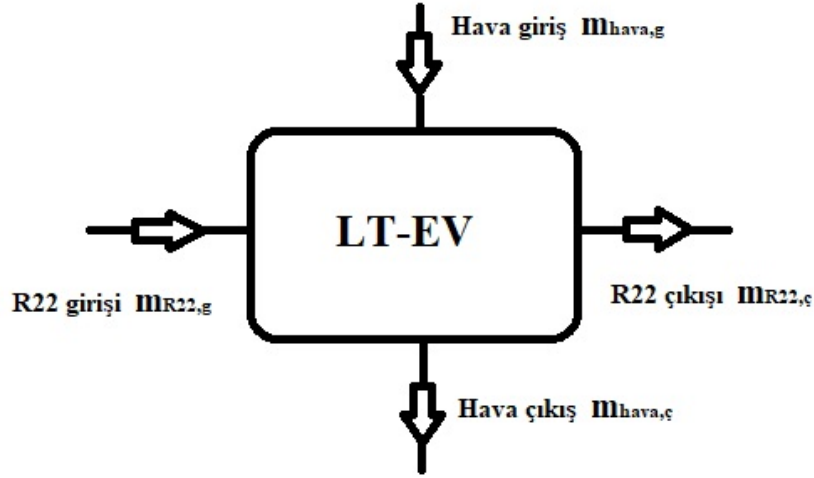
Enerji Denklemi:

$$\dot{W}_{CM} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (2.56)$$

Ekserji Denklemi:

$$\dot{E}_{D,CM} = \dot{W}_{CM} - (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) \quad (2.57)$$

Etlik-Balıklık Evaporatörü:



Şekil 2.18. Etlik-balıklık evaporatöründeki enerji dönüşümünde R22 ve hava akışkanlarının giriş ve çıkışlarının şematik gösterimi

Tablo 2.14. Gerçek çevrim için etlik-balıklık evaporatöründe havaya ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,1687	-10	101,325	-8,077	5,578	1,676
Çıkış	0,1687	-18	101,325	-16,97	6,703	2,68

Tablo 2.15. Kaçınılmaz çevrim için etlik-balıklık evaporatöründe havaya ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,1687	-10	101,325	-8,077	5,578	1,676
Çıkış	0,1687	-18	101,325	-16,97	6,703	2,68

Tablo 2.16. Teorik çevrim için etlik-balıklık evaporatöründe havaya ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,1687	-10	101,325	-8,077	5,578	1,676
Çıkış	0,1687	-18	101,325	-16,97	6,703	2,68

Tablo 2.17. Gerçek çevrim için etlik-balıklık evaporatöründe R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,009178	-25	201	238,01	1,160	45,87
Çıkış	0,009178	-15	197	401,4	1,819	18,59

Tablo 2.18. Kaçınılmaz çevrim için etlik-balıklık evaporatöründe R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,0082	-18,5	259,9	222,3	1,091	49,85
Çıkış	0,0082	-8,5	239,1	404,8	1,815	23,83

Tablo 2.19. Teorik çevrim için etlik-balıklık evaporatöründe R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,0090	-18	264,8	231,2	1,126	48,81
Çıkış	0,0090	-18	264,8	397,8	1,779	27,76

Kütle Denklemi:

$$\dot{m}_{hava,g} = \dot{m}_{hava,\zeta} \quad (2.58)$$

$$\dot{m}_{R22,g} = \dot{m}_{R22,\zeta} \quad (2.59)$$

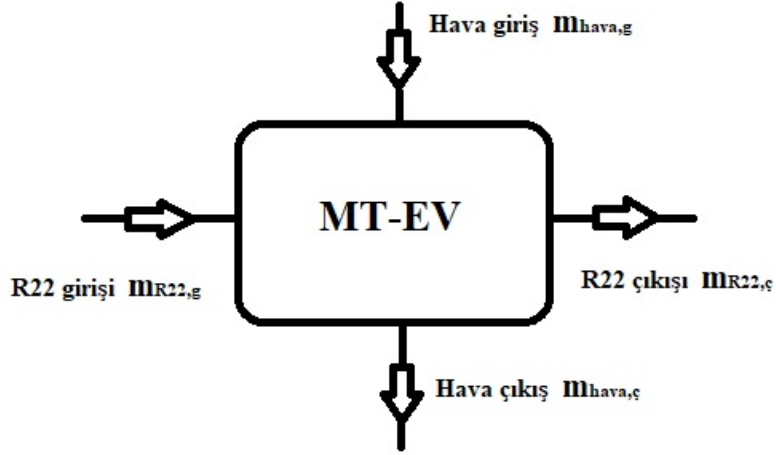
Enerji Denklemi:

$$\dot{m}_{hava} (h_{hava,g} - h_{hava,\zeta}) = \dot{m}_4 (h_6 - h_4) \quad (2.60)$$

Ekserji Denklemi:

$$\dot{E}_{D,EV} = (\dot{E}_6 - \dot{E}_4) - (\dot{E}_{hava,g} - \dot{E}_{hava,\zeta}) \quad (2.61)$$

Sebzelik Evaporatörü:



Şekil 2.19. Sebzelik evaporatöründeki enerji dönüşümünde R22 ve hava akışkanlarının giriş ve çıkışlarının şematik gösterimi

Tablo 2.20. Gerçek çevrim için sebzelik evaporatöründe havaya ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,3316	6	101,325	16,93	5,671	0,1938
Çıkış	0,3316	3	101,325	12,41	5,654	0,3445

Tablo 2.21. Kaçınılmaz çevrim için sebzelik evaporatöründe havaya ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,3316	6	101,325	16,93	5,671	0,1938
Çıkış	0,3316	3	101,325	12,41	6,703	0,3445

Tablo 2.22. Teorik çevrim için sebzelik evaporatöründe havaya ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,3316	6	101,325	16,93	5,671	0,1938
Çıkış	0,3316	3	101,325	12,41	6,703	0,3445

Tablo 2.23. Gerçek çevrim için sebzelik evaporatöründe R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,0089	0	498	238	1,139	42,28
Çıkış	0,0089	6	488	406,4	1,176	42,5

Tablo 2.24. Kaçınılmaz çevrim için sebzelik evaporatöründe R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,0080	2,5	539,9	222,3	1,081	52,84
Çıkış	0,0080	4,5	529,1	407,7	1,755	43,94

Tablo 2.25. Teorik çevrim için sebzelik evaporatöründe R22'ye ait giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,00875	3	488,2	234,7	1,126	52,35
Çıkış	0,00875	3	488,2	406,1	1,746	44,9

Kütle Denklemi:

$$\dot{m}_{hava,g} = \dot{m}_{hava,\zeta} \quad (2.62)$$

$$\dot{m}_{R22,g} = \dot{m}_{R22,\zeta} \quad (2.63)$$

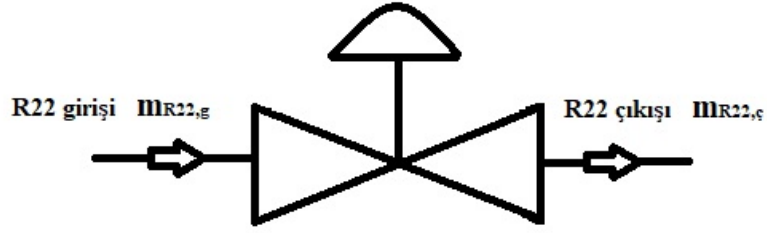
Enerji Denklemi:

$$\dot{m}_{hava} (h_{hava,g} - h_{hava,\zeta}) = \dot{m}_5 (h_7 - h_5) \quad (2.64)$$

Ekserji Denklemi:

$$\dot{E}_{D,EV} = (\dot{E}_7 - \dot{E}_5) - (\dot{E}_{hava,g} - \dot{E}_{hava,\zeta}) \quad (2.65)$$

Birinci Genleşme Valfi:



Şekil 2.20. Birinci genleşme valfindeki enerji dönüşümünde R22'nin giriş ve çıkışlarının şematik gösterimi

Tablo 2.26. Gerçek çevrim için birinci genleşme valfinde R22 giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	\dot{m} [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,01806	31	1633	238	1,128	54,81
Çıkış	0,0089	0	498	238	1,139	51,75

Tablo 2.27. Kaçınılmaz çevrim için birinci genleşme valfinde R22 giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	\dot{m} [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,01631	18,5	1696	222,3	1,077	53,95
Çıkış	0,0080	2,5	539,9	222,3	1,081	52,84

Tablo 2.28. Teorik çevrim için birinci genleşme valfinde R22 giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	\dot{m} [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,01776	30	1192	236,8	1,126	54,39
Çıkış	0,00875	3	488,2	234,7	1,126	52,35

Kütle Denklemi:

$$\dot{m}_{R22,g} = \dot{m}_{R22,\ç} \quad (2.66)$$

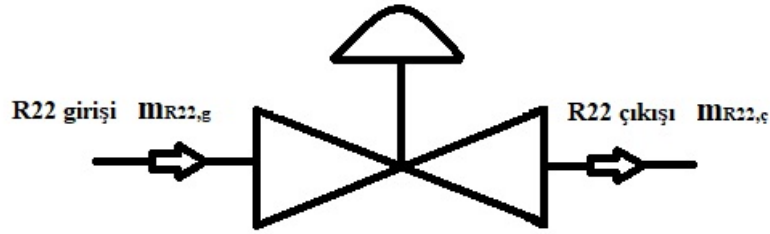
Enerji Denklemi

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 \quad (2.67)$$

Ekserji Denklemi

$$\dot{E}_{D,TV} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 \quad (2.68)$$

İkinci Genleşme Valfi:



Şekil 2.21. İkinci genleşme valfindeki enerji dönüşümünde R22'nin giriş ve çıkışlarının şematik gösterimi

Tablo 2.29. Gerçek çevrim için ikinci genleşme valfinde R22 giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,01806	31	1633	238	1,128	54,81
Çıkış	0,009178	-25	193,4	238	1,160	45,87

Tablo 2.30. Kaçınılmaz çevrim için ikinci genleşme valfinde R22 giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,01631	18,5	1196	222,3	1,077	53,95
Çıkış	0,0082	-18,5	259,9	222,3	1,091	49,85

Tablo 2.31. Teorik çevrim için ikinci genleşme valfinde R22 giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	\dot{m} [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş	0,01776	30	1192	236,8	1,126	54,39
Çıkış	0,0090	-18	264,8	231,2	1,126	48,81

Kütle Denklemi:

$$\dot{m}_{R22,g} = \dot{m}_{R22,\phi} \quad (2.69)$$

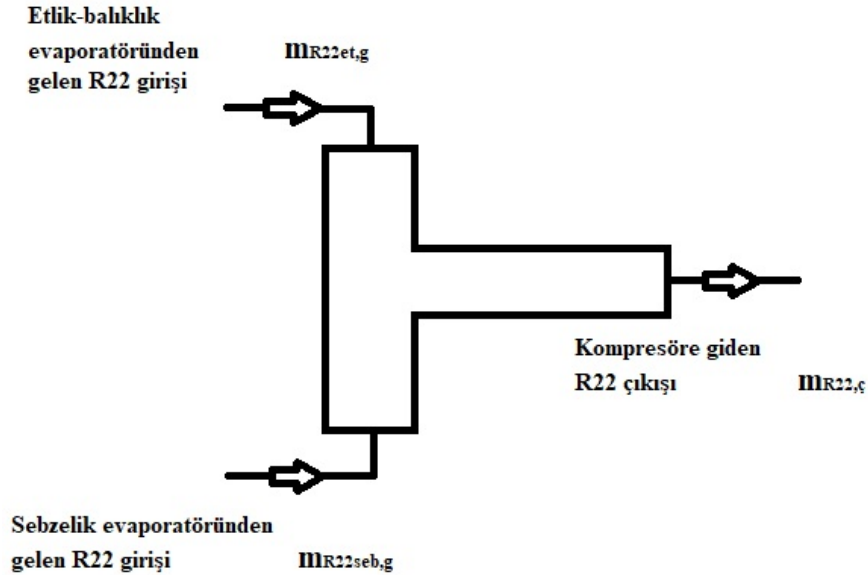
Enerji Denklemi:

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_3 h_4 \quad (2.70)$$

Ekserji Denklemi:

$$\dot{E}_{D,TV} = \dot{E}_3 - \dot{E}_5 \quad (2.71)$$

R22 Karışım Bağlantısı:



Şekil 2.22. R22 karışım bağlantısındaki enerji dönüşümünde R22'nin giriş ve çıkışlarının şematik gösterimi

Tablo 2.32. Gerçek çevrim için R22 karışım bağlantısında R22 giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş-Etlık	0,009178	-15	197	401,5	1,756	19,5
Giriş-Sebzelik	0,0088	6	197	406,7	1,189	42,5
Çıkış	0,01806	-6,62	197	404,1	1,829	18,67

Tablo 2.33. Kaçınılmaz çevrim için R22 karışım bağlantısında R22 giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş-Etlık	0,0082	-8,5	239,1	404,8	1,815	23,83
Giriş-Sebzelik	0,0080	4,5	239,1	407,7	1,755	43,94
Çıkış	0,01631	-6,375	239,1	406,2	1,82	23,71

Tablo 2.34. Teorik çevrim için R22 karışım bağlantısında R22 giriş ve çıkış termodinamik değerleri

	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
Giriş-Etlık	0,0090	-18	264,8	397,8	1,779	27,26
Giriş-Sebzelik	0,00875	3	264,8	406,1	1,746	44,9
Çıkış	0,01776	-11,98	264,8	401,9	1,794	26,78

Kütle Denklemi:

$$\dot{m}_{R22et,g} + \dot{m}_{R22seb,g} = \dot{m}_{R22,\zeta} \quad (2.72)$$

Enerji Denklemi:

$$m_6 h_6 + m_7 h_7 = m_8 h_8 \quad (2.73)$$

Ekserji Denklemi:

$$\dot{E}_{D,KR} = \dot{E}_6 + \dot{E}_7 - \dot{E}_8 \quad (2.74)$$

Ele alınan gerçek ve teorik modellerde sistem elemanlarına uygulanan enerji ve ekserji eşitlikleri Tablo 2.35'te özetlenmiştir. Kompresördeki sıkıştırma süreci iç ve dış tersinmezlikleri içerdiğinden, kompresörden çevreye atılan ısı hesaplara dahil edilmiştir.

Tablo 2.35. Enerji, ekserji eşitlikleri ve ekserjetik verim ifadeleri

Bileşen	Enerji Eşitliği	Ekserji Eşitliği
CM	$\dot{W}_{CM} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1)$	$\dot{E}_{D,CM} = \dot{W}_{CM} - (\dot{E}_2 - \dot{E}_1)$
CD	$\dot{m}_{su} (h_{su,g} - h_{su,\zeta}) = \dot{m}_2 (h_2 - h_3)$	$\dot{E}_{D,CD} = (\dot{E}_2 - \dot{E}_3) - (\dot{E}_{su,g} - \dot{E}_{su,\zeta})$
MT-EV	$\dot{m}_{hava} (h_{hava,g} - h_{hava,\zeta}) = \dot{m}_4 (h_6 - h_4)$	$\dot{E}_{D,EV} = (\dot{E}_6 - \dot{E}_4) - (\dot{E}_{hava,g} - \dot{E}_{hava,\zeta})$
LT-EV	$\dot{m}_{hava} (h_{hava,g} - h_{hava,\zeta}) = \dot{m}_5 (h_7 - h_5)$	$\dot{E}_{D,EV} = (\dot{E}_7 - \dot{E}_5) - (\dot{E}_{hava,g} - \dot{E}_{hava,\zeta})$
TV-1	$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_3 h_4$	$\dot{E}_{D,TV} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4$
TV-2	$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_3 h_4$	$\dot{E}_{D,TV} = \dot{E}_3 - \dot{E}_5$

Ekserji yakıtı ve ekserji ürünü tanımları kullanılarak ileri ekserji metodunda kullanılan ekserji tahribatı ve ekserji verimi ifadeleri Tablo 2.36'da sunulmuştur.

Tablo 2.36. Ekserji yakıtı ve ekserji ürünü tanımlarına dayalı ekserji tahribatı ve ekserji verimi

Bileşen	\dot{E}_F	\dot{E}_P	\dot{E}_D	Ekserji Verimi
CM	\dot{W}_{CM}	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$	$\dot{W}_{CM} - (\dot{E}_2 - \dot{E}_1)$	$\varepsilon_{CM} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_{CM}}$
CD	$\dot{E}_2 + \dot{E}_{su,g}$	$\dot{E}_2 + \dot{E}_{su,\zeta}$	$(\dot{E}_2 + \dot{E}_{su,g}) - (\dot{E}_2 + \dot{E}_{su,\zeta})$	$\varepsilon_{CD} = \frac{\dot{E}_{su,g} - \dot{E}_{su,\zeta}}{\dot{E}_2 - \dot{E}_3}$
MT-EV	$\dot{E}_4 + \dot{E}_{hava,g}$	$\dot{E}_6 + \dot{E}_{hava,\zeta}$	$(\dot{E}_4 + \dot{E}_{hava,g}) - (\dot{E}_6 + \dot{E}_{hava,\zeta})$	$\varepsilon_{EV} = \frac{\dot{E}_{hava,g} - \dot{E}_{hava,\zeta}}{\dot{E}_4 - \dot{E}_6}$
LT-EV	$\dot{E}_5 + \dot{E}_{hava,g}$	$(\dot{E}_7 + \dot{E}_{hava,\zeta})$	$(\dot{E}_5 + \dot{E}_{hava,g}) - (\dot{E}_7 + \dot{E}_{hava,\zeta})$	$\varepsilon_{EV} = \frac{\dot{E}_{hava,g} - \dot{E}_{hava,\zeta}}{\dot{E}_5 - \dot{E}_7}$
TV-1	$(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)_M$	$(\dot{E}_4 - \dot{E}_3)_T$	$(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)_M - (\dot{E}_4 - \dot{E}_3)_T$	$\varepsilon_{TV} = \frac{(\dot{E}_4 - \dot{E}_3)_T}{(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)_M}$
TV-2	$(\dot{E}_3 - \dot{E}_5)_M$	$(\dot{E}_5 - \dot{E}_3)_T$	$(\dot{E}_3 - \dot{E}_5)_M - (\dot{E}_5 - \dot{E}_3)_T$	$\varepsilon_{TV} = \frac{(\dot{E}_5 - \dot{E}_3)_T}{(\dot{E}_3 - \dot{E}_5)_M}$

2.3. İleri Ekserji Analizi

Ekserji analizi eksergoekonomik analizin bir parçası olduğundan, bir termal sistemi geliştirmek, değerlendirmek ve geliştirmek için şüphesiz kuvvetli bir araçtır. Fakat ekserji analizi uygulanarak ortaya çıkan sonuçların uygulamadaki eksikliği, enerji uygulayıcıları arasında çok popüler olmamasının nedenlerinden birisidir. Bir bileşende ekserji yıkımlarının kaçınılabilir ve kaçınılamaz olarak ayrılması, bu bileşenin termodinamik performansının geliştirilmesi için çok daha iyi bir ölçü sunmaktadır. Ayrıca ekserji yıkımının endojen ve eksojen olarak ayrılması ise bileşenler arasındaki etkileşimler hakkında bilgi vermektedir (Tsatsaronis ve Morosuk, 2012).

Termodinamik açık sistem tanımında, iş ve ısı olarak sistem sınırından giren enerji türleri ve sisteme giren kinetik, potansiyel ve kimyasal enerji gibi diğer türdeki ekserji değerleri yakıt-ürün yönteminde genel olarak sisteme giren enerjinin ekserjisi olan “yakıt” olarak adlandırılır. Aynı şekilde, açık sistem sınırlarından maddeyle çıkan enerji, sistem sınırlarından iş ve ısının yanında diğer enerji türleriyle atılan enerjilerin ekserji değerleri sistemden çıkan enerjinin ekserjisi olan “ürün” olarak tanımlanmaktadır. Yakıt-ürün ekserji analizi, genellikle bir sistemi oluşturan süreçlerdeki bileşenlere ait kendi performanslarının sistem performansını nasıl etkilediği ve çevrim performansının ne kadar arttırılacağı ve sistemdeki hangi bileşenin veya bileşenlerin iyileştirilmesinin belirlenmesine imkan sağlar.

Çevrimdeki “k” nıncı bileşen için $\dot{E}_{F,k} = "k"$ nıncı bileşenin yakıt ekserjisi olarak adlandırılır. Aynı şekilde $\dot{E}_{P,k} = "k"$ nıncı bileşenin ürün ekserjisidir. En genel anlamda, yakıt-ürün ekserji analizi ekserji kaynağından ekserji kullanılmasını ve neticede ekserji üretimi sürecini tanımlamaktadır. Bu süreçte çevreye atılan ve tekrar kullanılmayan ekserji ise “kayıp ekserji” olarak tanımlanır ve \dot{E}_K sembolü ile gösterilir. Çevrime ait toplam yakıt ürün ekserjisi, toplam ürün ekserjisi, toplam ekserji tahribatı ve $\sum_{n=1}^n E_{D,k_n}$ toplam kayıp ekserji, ekserji denkliği gözönüne alınarak aşağıda olduğu gibi matematiksel olarak yazılabilir (Tsatsaronis vd. 2006):

$$\dot{E}_{F,top} = \dot{E}_{P,top} + \sum_{n=1}^n E_{D,k_n} + \dot{E}_{K,top} \quad (2.75)$$

Ekserji analizinde, çevrimi oluşturan bileşenlerle çevrimin kendisinin tetkik edilmesinde kullanılan iki parametre bulunmaktadır. Bunlardan birincisi, bir termal sistemin ve bileşenlerinin performansını termodinamik açıdan değerlendirmek için en iyi değişken olarak, “ε” şeklinde ifade edilen, sistemi oluşturan ünitelerin ekserji verimleridir ve ürün ekserjisinin yakıt ekserjisine oranı olarak tanımlanır. İkincisi ise, çevrimdeki (tüm sistemdeki) “k” nıncı üniteye ekserji tahribatının, tüm sistemdeki yakıt ekserjisine oranı olup “y” sembolüyle gösterilir.

Ekserjetik verim ε ve ekserji tahribatı oranı y, çevrimdeki her bir bileşen için yazılabildikleri gibi, tüm çevrim içinde yazılabılır. Bu parametreler aşağıdaki eşitliklerden takip edilebilirler.

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad \text{“k” nıncı eleman için} \quad (2.76)$$

$$\varepsilon_{top} = \frac{\dot{E}_{P,top}}{\dot{E}_{F,top}} \quad \text{çevrim için (ve tüm sistem için)} \quad (2.77)$$

$$y_k = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad \text{“k” nıncı eleman için} \quad (2.78)$$

$$y_{top} = \frac{\dot{E}_{D,top}}{\dot{E}_{F,top}} \quad \text{çevrim için (ve tüm sistem için)} \quad (2.79)$$

2.3.1. Ekserji Tahribatı Tipleri

İleri ekserji analizi, ekserji tahribatını bölünmüş parçalara ayırarak, ünitelerdeki olumsuzlukların daha iyi araştırılmasına imkan verir. Gerçek ekserji tahribatı iki bölüme ayrılır. Birinci bölünmüş parçası içsel yani endojen ($\dot{E}_{D,k}^{EN}$) ve dışsal yani eksojen ($\dot{E}_{D,k}^{EX}$) olarak, ikinci bölünmüş parçası kaçınılabılır ekserji tahribatı ($\dot{E}_{D,k}^{AV}$) ve kaçınılmaz ekserji tahribatı ($\dot{E}_{D,k}^{UN}$) olarak tanımlanırlar (Tsatsaronis ve Morosuk, 2012).

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{EN} + \dot{E}_{D,k}^{EX} \quad (2.80)$$

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{AV} + \dot{E}_{D,k}^{UN} \quad (2.81)$$

Üniteyi oluşturan bileşenlerden, “k” nıncı bileşeninde oluşan ekserji tahribatının bölünmüş parçalarına ait tanımlar açıklanmıştır. Böylelikle, ileri ekserji analiz yöntemine göre, sistemi oluşturan bileşenlerin daha yüksek doğrulukla ne kadar iyileştirilebilecekleri hakkında kapsamlı ve pratik değerler üretilebilmektedir.

2.3.1.1. İçsel (Endojen) Ekserji Tahribatı; $\dot{E}_{D,k}^{EN}$

Endojen ekserji tahribatı, tüm diğer bileşenler ideal bir şekilde çalıştığında görünecek olan aynı bileşen içindeki tüm ekserji tahribatının bir parçasıdır. Bu sadece ünitedeki “k” nıncı bileşenin kendi tersinmezliğini gösterir ve çevrimdeki diğer bileşenlerin tersinmezlikleri ile herhangi bir ilgisi yoktur. $\dot{E}_{D,k}^{EN}$ “k” nıncı bileşen tersinmezliklerle çalışırken, ünitenin diğer bileşenleri tersinir çalışması durumuna göre hesaplanır. Her bir bileşende oluşan endojen ekserji tahribatı parçası karşılaştırıldığında en büyük değer o bileşenin kötü çalıştığını gösterir.

2.3.1.2. Dışsal (Eksojen) Ekserji Tahribatı; $\dot{E}_{D,k}^{EX}$

Eksojen ekserji tahribatı parçası, gerçek ekserji tahribatı ile endojen ekserji tahribatı parçasının farkıdır ($\dot{E}_{D,k}^{EX} = \dot{E}_{D,k} - \dot{E}_{D,k}^{EN}$). “k” nıncı ünite hesaplanan endojen-ekserji tahribatı gözönüne alınmaz. Ünitenin “k” nıncı bileşeni dışındaki diğer bileşenlerin oluşturduğu tersinmezliklerin “k” nıncı bileşen üzerine uyguladığı ekserji tahribatıdır.

2.3.1.3. Önlenilemez-Kaçınılmaz (Unavoidable) Ekserji Tahribatı; $\dot{E}_{D,k}^{UN}$

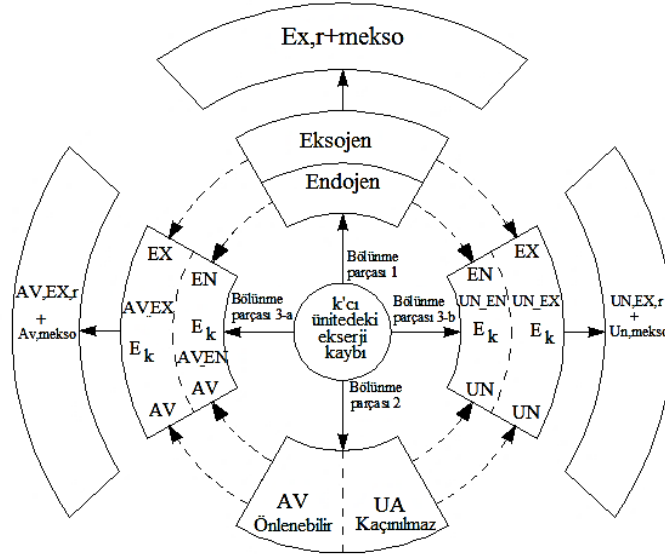
Çevrimdeki “k” nıncı bileşen ünite çalıştırıldığı ve kullandığı müddetçe, bu bileşen en yüksek teknolojiler uygulanması halinde bileşende yok edilemeyen ekserji tahribatıdır. Bileşendeki tersinmezlikler teknik sınırlamalardan kaynaklanmaktadır. Önlenilemez ekserji tahribatının büyük değerde olması uygulanan teknolojinin oluşturduğu ve o günkü teknolojiye göre giderilemeyen ekserji tahribatıdır.

2.3.1.4. Önlenebilir (Avoidable) Ekserji Tahribatı; $\dot{E}_{D,k}^{AV}$

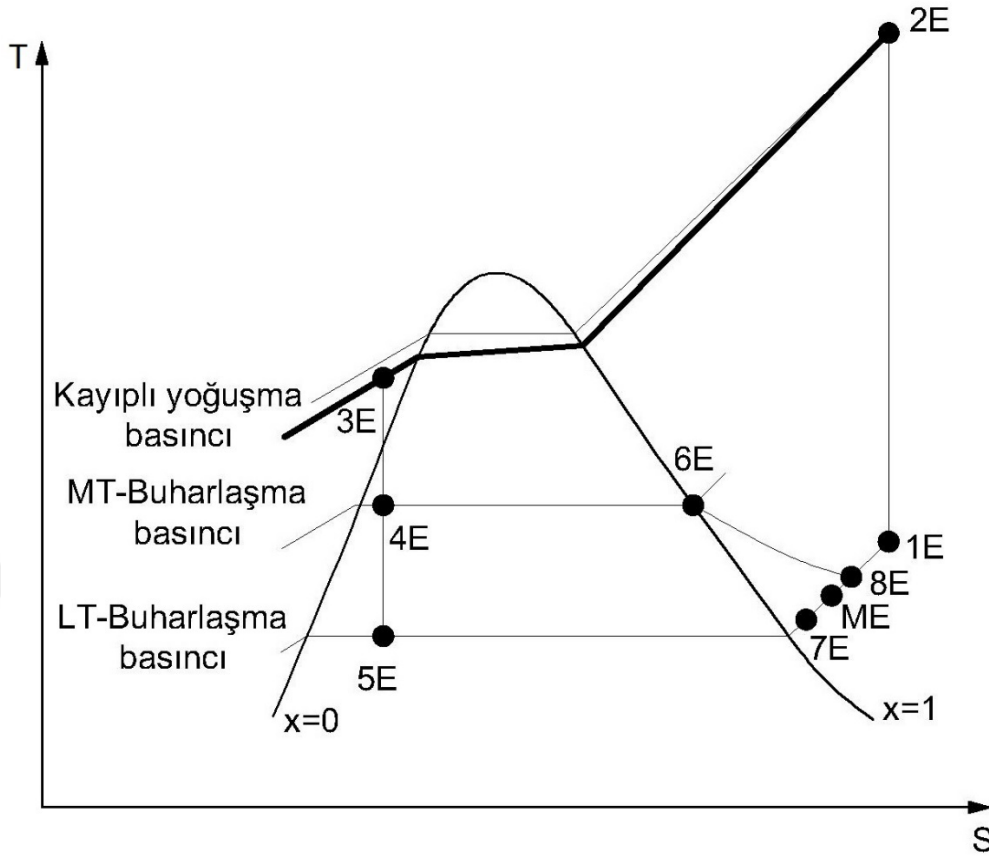
Önlenebilir ekserji tahribatı, “k”nıncı bileşendeki gerçek ekserji tahribatı ile kaçınılmaz ekserji tahribatı arasındaki fark ($\dot{E}_{D,k}^{AV} = \dot{E}_{D,k} - \dot{E}_{D,k}^{UN}$) olarak tanımlanır ve bu fark giderilebilir özelliğe sahiptir. Ekserji tahribatının bu bölünmüş parçası sistemdeki bu bileşenin iyileştirme potansiyelini temsil eder. Dolayısıyla önlenebilir ekserji tahribatı parçasına (kısımına) daha fazla dikkat edilmelidir. Önlenebilir ekserji tahribat parçasının değerinin büyük olması “k” nıncı bileşenin bir yenilenme potansiyelinin olduğunu gösterir. (Örnek “k” nıncı elemanın daha kaliteli bir bileşenle değiştirilmesi).

2.3.2. Karmaşık Çevrim Modeli ve Endojen Ekserji Tahribatının Hesabı

Endojen ekserji tahribatı parçasının hesaplanmasında, teorik tersinir çevrimi oluşturan her bir bileşenin tek başlarına tersinmez çalıştıklarında tersinir çevrimde oluşturdukları ekserji tahribatı olarak hesaplanır. Bu ekserji tahribatı parçaları Şekil 2.23’te şematik olarak gösterilmiştir.



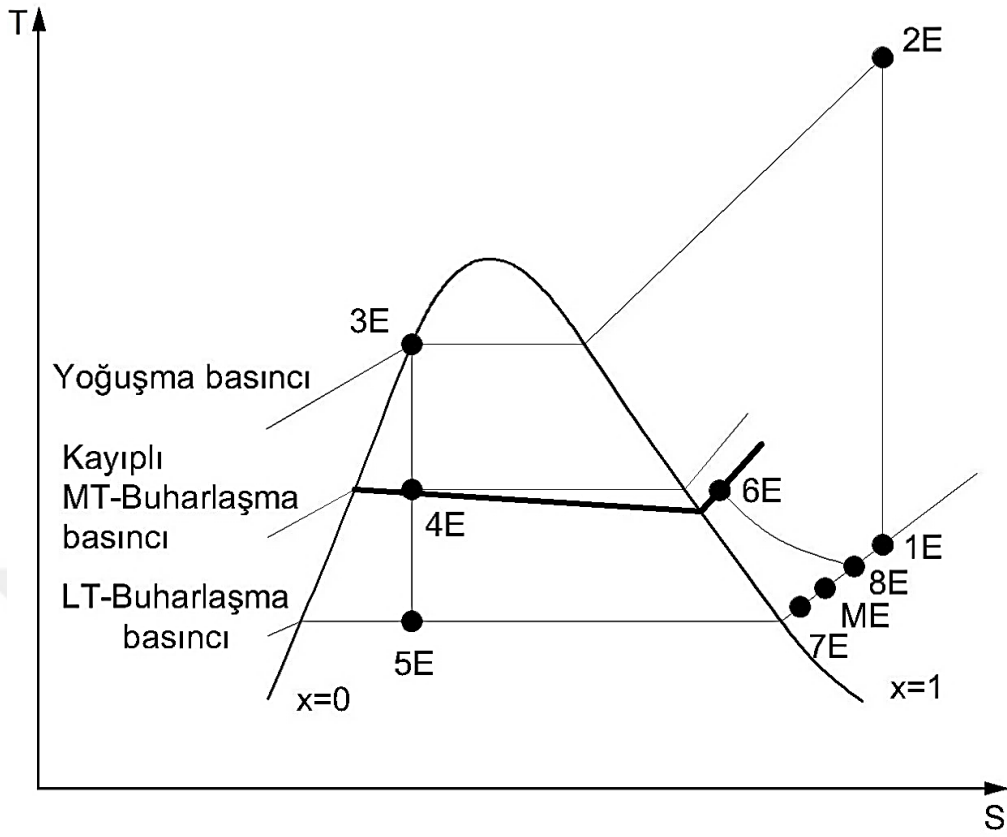
Şekil 2.23. Ekserji tahribatının kaçınılır, kaçınılmaz, endojen ve eksojen parçalara bölünmesi



Şekil 2.25. Kondenserde endojen ekserji tahribatı EN-CD hesabında kullanılan çevrimin T-s diyagramında gösterimi

Sebzelik Evaporatörü:

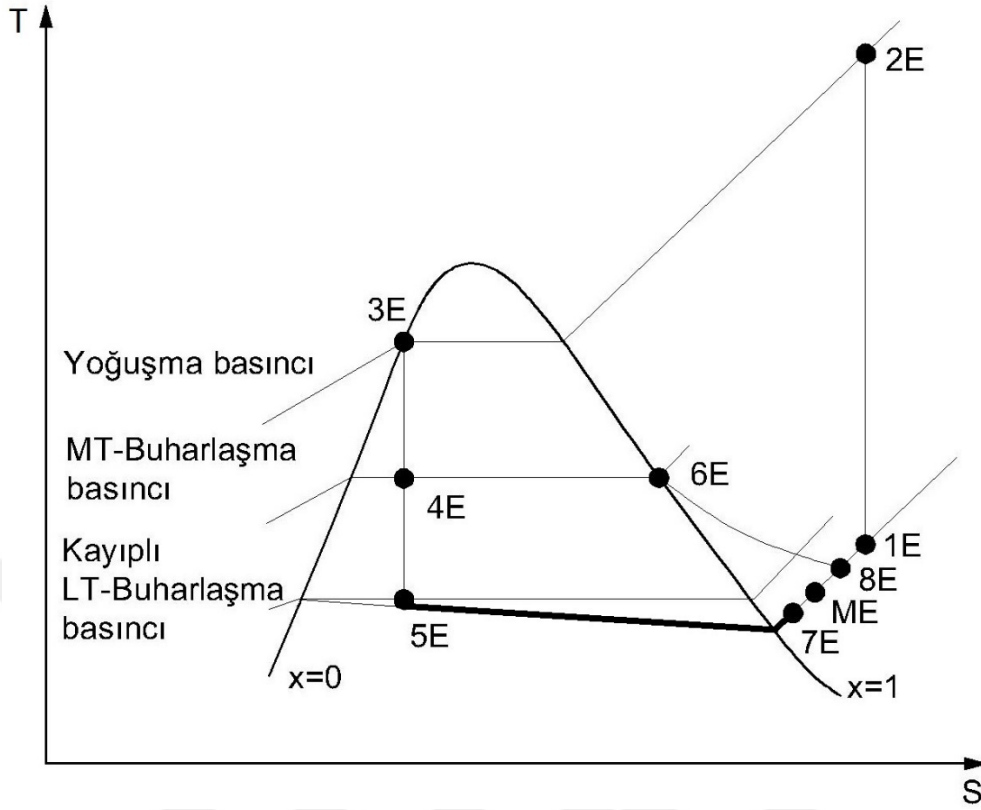
Sebzelik evaporatörü tersinmez çalışırken, diğer bileşenler tersinir çalıştıkları kabul edildiğinde ortaya çıkan ekserji tahribatı, karmaşık çevrimden hesaplanır. Karmaşık çevrimin T-s diyagramı Şekil 2.26'da gösterilmiştir.



Şekil 2.26. Sebzelikteki evaporatörde oluşan endojen ekserji tahribatı EN-EV-SEB hesabında kullanılan çevrimin T-s diyagramında gösterimi

Etlik Evaporatörü:

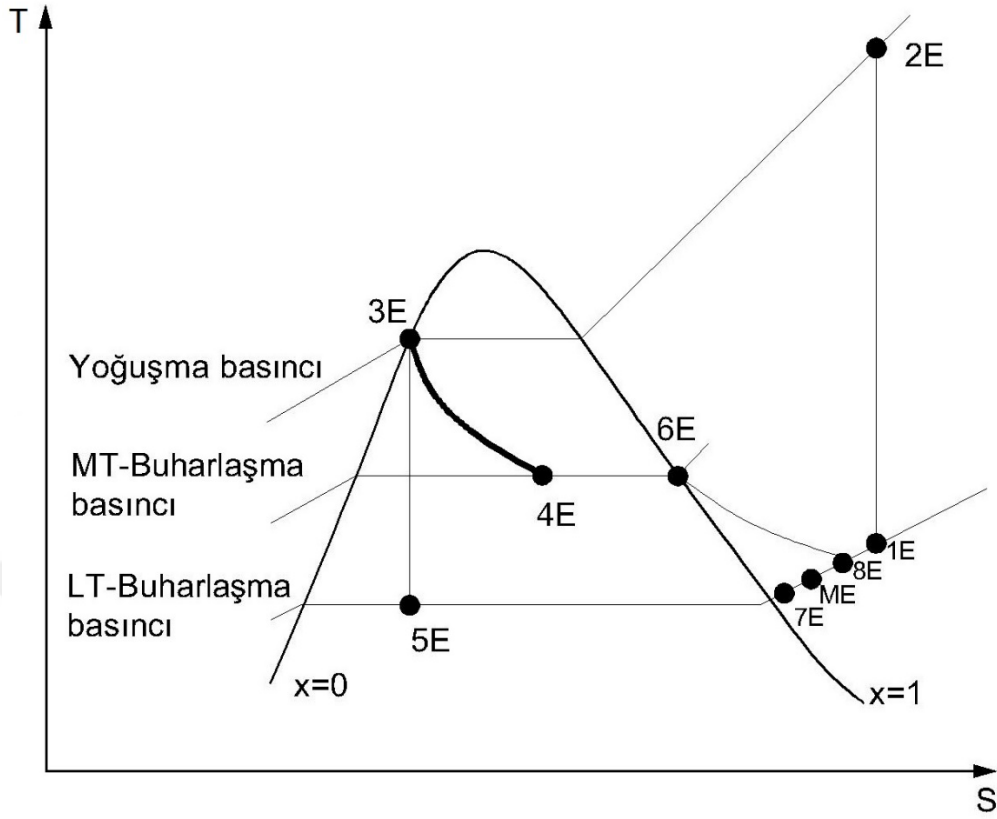
Etlik evaporatörü tersinmez çalışırken, diğer bileşenler tersinir çalıştıkları kabul edildiğinde ortaya çıkan ekserji tahribatı, karmaşık çevrimden hesaplanır. Karmaşık çevrimin T-s diyagramı Şekil 2.27’de gösterilmiştir.



Şekil 2.27. Etlik evaporatöründe oluşan endojen ekserji tahribatı EN-EV-ET hesabında kullanılan çevrimin T-s diyagramında gösterimi

Termostatik genişleme valfi-1:

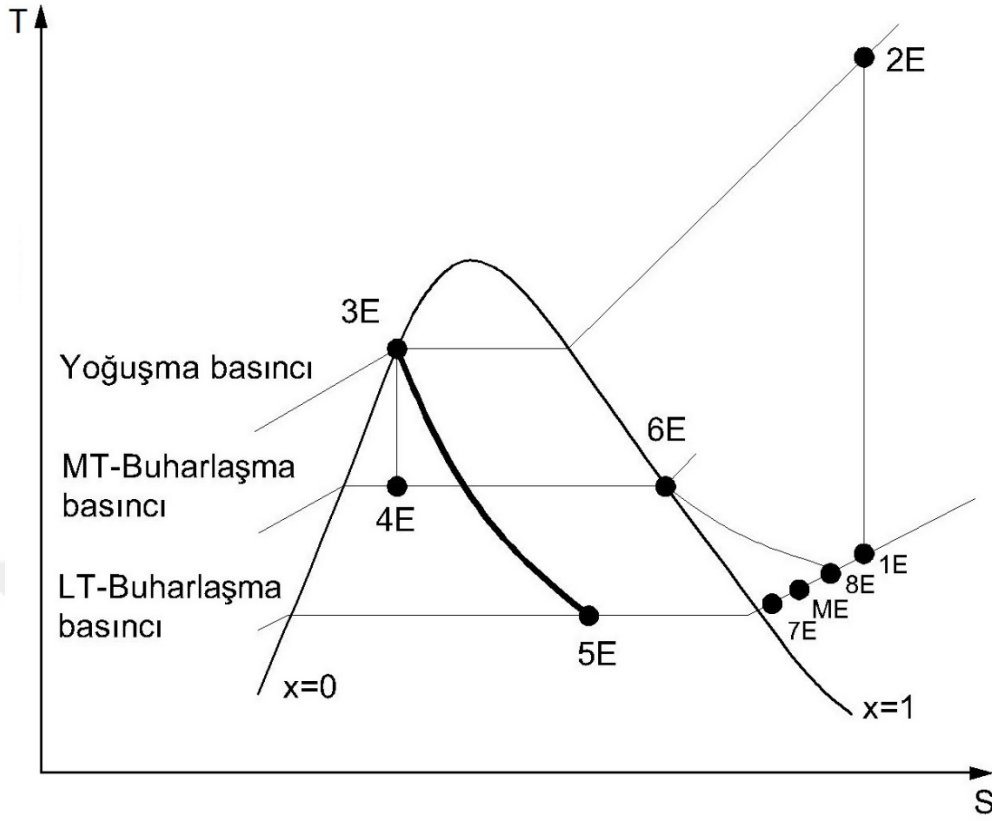
Termostatik genişleme valfi-1 tersinmez çalışırken, diğer bileşenler tersinir çalıştıkları kabul edildiğinde ortaya çıkan ekserji tahribatı, karmaşık çevrimden hesaplanır. Karmaşık çevrimin T-s diyagramı Şekil 2.28'de gösterilmiştir.



Şekil 2.28. Birinci termostatik genişleme valfinde oluşan endojen ekserji tahribatı EN-EV-TV-1 hesabında kullanılan çevrimin T-s diyagramında gösterimi

Termostatik genişleme valfi-2:

Termostatik genişleme valfi-2 tersinmez çalışırken, diğer bileşenler tersinir çalıştıkları kabul edildiğinde ortaya çıkan ekserji tahribatı, karmaşık çevrimden hesaplanır. Karmaşık çevrimin T-s diyagramı Şekil 2.29'da gösterilmiştir.



Şekil 2.29. İkinci termostatik genişleme valfinde oluşan endojen ekserji tahribatı EN-EV-TV-2 hesabında kullanılan çevrimin T-s diyagramında gösterimi

2.3.3. Ekserji Tahribatı Parçalarının Birleşik Etkileşimleri

Yukarıda iki sınıfa ayrılan ekserji tahribatından daha çok yararlanabilmek için bu ekserji tahribat parçalarının birleşik etkileşimleri mantıksal olarak göz önüne alınır ve aşağıda sunulan kombinasyonları elde edilir.

-Kaçınılmaz endojen ekserji tahribatı: $\dot{E}_{D,k}^{UN,EN}$

“k”nıncı bileşen teknik sınırlamalar nedeniyle giderilemez.

-Kaçınılmaz eksojen ekserji tahribatı: $\dot{E}_{D,k}^{UN,EX}$

“k”nıncı bileşenin dışındaki diğer bileşenler teknik sınırlamalar nedeniyle iyileştirilemez.

-Önlenebilir endojen ekserji tahribatı: $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$

“k”nıncı bileşenin veriminin artırılmasıyla (iyileştirilmesiyle) giderilebilir. Bu ekserji tahribatının değeri büyükse, bileşenin iyileştirilmesiyle azaltılması yönüne gidilir.

-Önlenebilir eksojen ekserji tahribatı: $\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$

“k”nıncı bileşenin dışında kalan diğer bileşenlerin yapısal iyileştirilmesi ve verimlerinin artırılmasıyla “k” nıncı bileşenin $\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$ azaltılamaz.

Bu nedenle “k”nıncı üniteadaki ekserji tahribatı, alternatif olarak aşağıdaki gibi yazılır.

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{UN,EN} + \dot{E}_{D,k}^{UN,EX} + \dot{E}_{D,k}^{AV,EN} + \dot{E}_{D,k}^{AV,EX} \quad (2.82)$$

Bu eşitlikteki ifadeler aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_{D,k}^{UN,EN} = \frac{\dot{E}_D^{UN} \dot{E}_D^{EN}}{\dot{E}_{D,gerçek}} \quad (2.83)$$

$$\dot{E}_{D,k}^{AV,EN} = \frac{\dot{E}_D^{AV} \dot{E}_D^{EN}}{\dot{E}_{D,gerçek}} \quad (2.84)$$

$$\dot{E}_{D,k}^{UN,EX} = \frac{\dot{E}_D^{UN} \dot{E}_D^{EX}}{\dot{E}_{D,gerçek}} \quad (2.85)$$

$$\dot{E}_{D,k}^{AV,EX} = \frac{\dot{E}_D^{AV} \dot{E}_D^{EX}}{\dot{E}_{D,gerçek}} \quad (2.86)$$

İleri ekserji analizinde ünitenin her bir bileşeninin performanslarının iyileştirilmesinde önlenebilir endojen, $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$ ile önlenebilir eksojen ekserji tahribatı $\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$ bölünmüş parçalarına önem verilmesinin gerekliliği vurgulanmaktadır. İleri ekserji analizinde ele alınan diğer birleştirilmiş ekserji tahribatı ise meksojen ekserji tahribatı olarak tanımlanır.

2.3.4. Meksojen Ekserji Tahribatı $\dot{E}_{D,k}^{Mekso}$

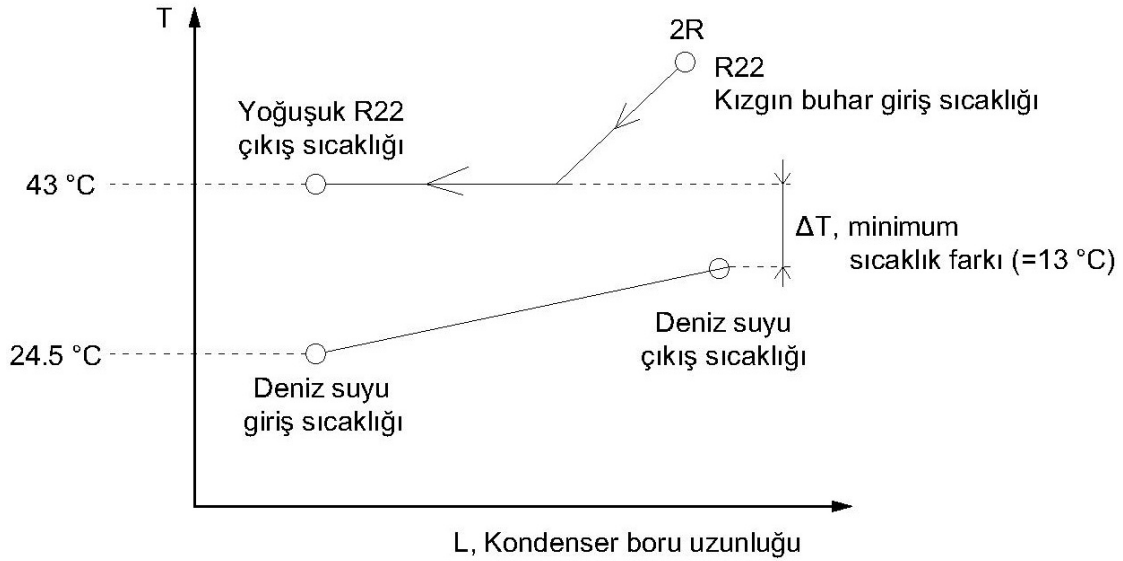
Meksojen ekserji tahribatı, gözönüne alınan üniteadaki eksojen ekserji tahribatı ile sistem içindeki diğer bileşenlerinden oluşan toplam eksojen ekserji tahribatının “k” nıncı bileşene olan etkisi olarak tanımlanır.

$$\dot{E}_{D,k}^{Mekso} = \dot{E}_{D,k}^{EX} - \sum_{\substack{n=1 \\ n \neq k}}^n \dot{E}_{D,k}^{EX,n} \quad (2.87)$$

Çevrimi oluşturan her bir ünitenin performanslarının iyileştirilmesinde önlenebilir-endojen ekserji tahribatı $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$ ile önlenebilir-eksojen ekserji tahribatı $\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$ bölünmüş parçalarına önem verilmesinin gerekliliği vurgulanmaktadır.

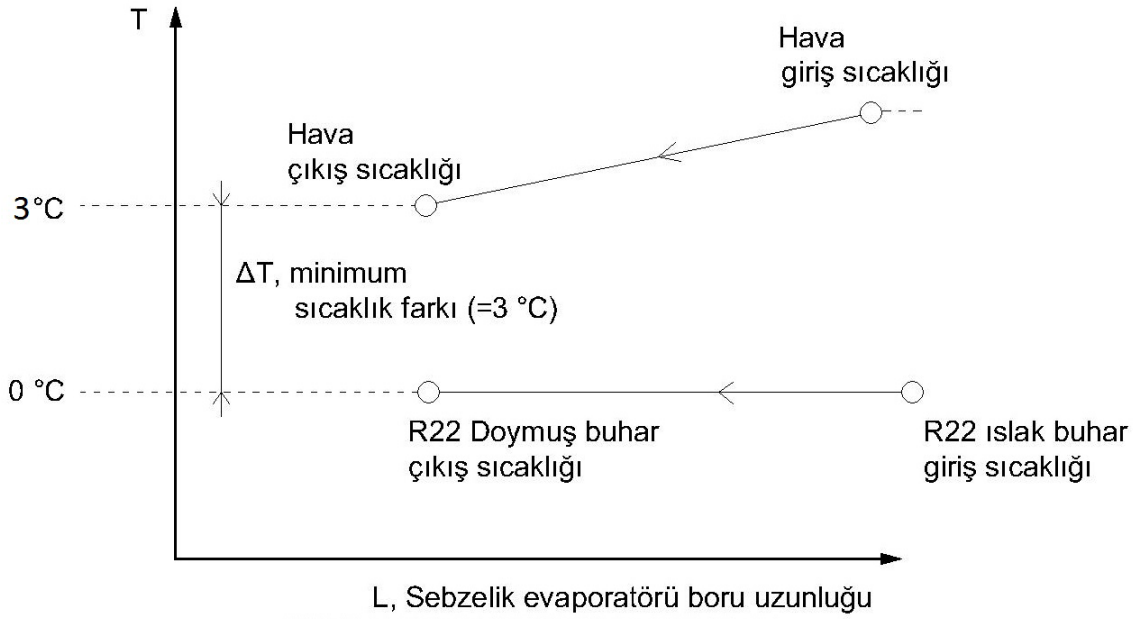
2.3.5. Deniz Suyu Sıcaklığına Dayalı Gerçek Veriler ve Parametrik Hesaplamalar

Geminin rotasına bağlı olarak düşünülen deniz suyu sıcaklıkları çalışmanın parametrik değişkenleri olarak 20,5 °C, 24,5 °C ve 29,5 °C şeklinde belirlenmiştir. Kondenserde minimum sıcaklık farkı (pich-point temperature) soğutma çevriminin çalışma koşullarının zamandan bağımsız şekilde çalıştırılması kabulüyle tespit edilmiştir. Kondenserdeki soğutucu akışkan R22 ile deniz suyu arasındaki minimum sıcaklık farkı için tipik bir değer ile ısı transfer etkileşiminin gerçekleştirilmesi modeli Şekil 2.30'da gösterilmiştir.

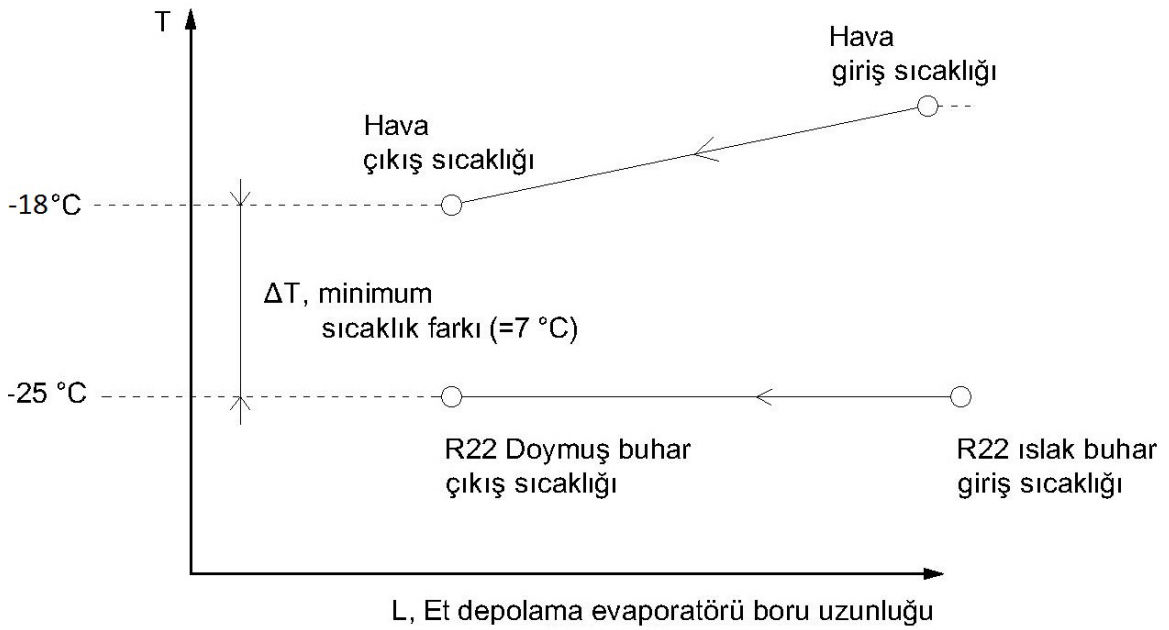


Şekil 2.30. Kondenserde, soğutucu akışkan R22 ile deniz suyu sıcaklıklarının kondenser boyuna göre değişimi

Sebzelik ve etlik-balıklık odası evaporatörlerinde R22 soğutucu akışkanı ile mahal havası arasındaki minimum sıcaklık farkları, soğutma sisteminin zamandan bağımsız çalışma şartlarına göre tespit edilmiş olup tipik değerleri içeren, R22 soğutucu akışkanı ile mahal havası sıcaklıklarının evaporatör boru uzunluğuna göre değişimleri Şekil 2.31 ve Şekil 2.32'de gösterilmiştir.



Şekil 2.31. Sebzelikteki evaporatör boru uzunluğuna göre R22 ile hava akımlarının sıcaklık değişimleri



Şekil 2.32. Etlik balıklıktaki evaporatör boru uzunluğuna göre R22 ile hava akımlarının sıcaklık değişimleri

Deniz suyu sıcaklıklarının parametrik değişimlerinde, sebzelik ve etlik-balıklık odalarındaki evaporatörlerin çalışma basınçlarının kayıplı fakat zamana göre değişim

göstermedikleri kabul edilerek yapılan hesaplamaların sonuçları, bulgular ve tartışmalar bölümünde verilmiştir.

2.4. Eksergoekonomik Analiz ve Değerlendirme

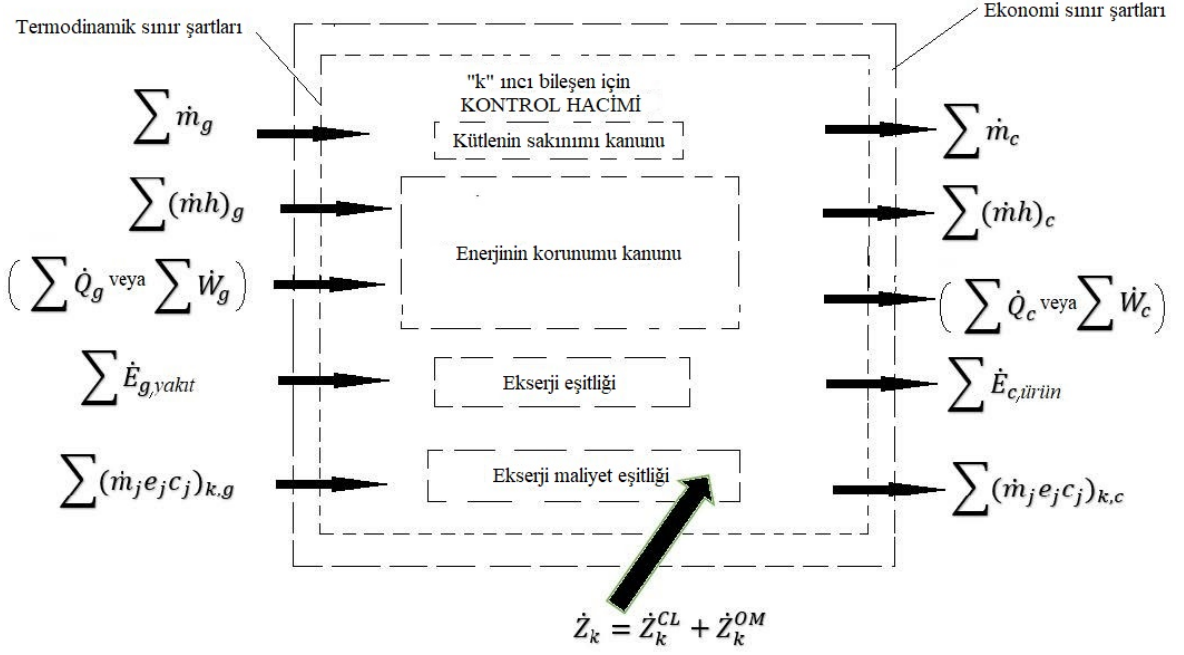
Eksergoekonomi mühendisliğin bir dalıdır. Eksergoekonomi (veya termoekonomi) ekserji analizi ve ekonomi prensiplerini kullanarak, tasarım mühendislerine ve işletim mühendislerine mali açıdan en ekonomik bir tasarımı ve işletme koşullarının belirlenmesini sağlar. Enerji analizi ve ekonomik prensipleri kullanarak ulaşılamayan sonuçlar, eksergoekonomi yönteminden elde edilir (Bejan vd. 1996).

2.4.1. Ekserji Maliyeti Tanımları

Tesiste bulunan her bir eleman için ilk yatırım, bakım ve onarım maliyet toplamının hesabında termodinamik sınır şartlarına ve ekonomi sınır şartlarına dayalı eşitlikler şematik olarak Şekil 2.32’de gösterilmekte ve aşağıdaki eşitlik kullanılmaktadır.

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CL} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (2.88)$$

Bu eşitlikte, tesise ait “k” nıncı bileşenin ilk yatırım maliyet fiyatı, \dot{Z}_k^{CL} ile tanımlanmaktadır. Tesise ait “k” nıncı bileşenin işletme ve bakım maliyet fiyatı, \dot{Z}_k^{OM} ile tanımlanmaktadır. Tesise ait “k” nıncı bileşenin toplam maliyet fiyatı, \dot{Z}_k ile tanımlanmaktadır.



Şekil 2.33. Bir “k” termodinamik kontrol hacmi için, termodinamik ve ekonomik eşitliklerin şematik gösterimi.

Ekserji maliyet eşitliği aşağıdaki Eşitlik 2.89 ve Eşitlik 2.90’da verilmiştir.

$$\sum (\dot{C}_j)_{k,g} + \dot{Z}_k = \sum (\dot{C}_j)_{k,c} \quad (2.89)$$

veya

$$\sum (\dot{m}_j e_j c_j)_{k,g} + \dot{Z}_k = \sum (\dot{m}_j e_j c_j)_{k,c} \quad (2.90)$$

Eşitlik 2.89 ve Eşitlik 2.90’da tanımlanan terimler aşağıdaki gibi açıklanmaktadır:

\dot{C}_j : Dönem maliyeti fiyatı

c_j : Ekserjinin birim fiyatı

e_j : Bileşendeki, “j” ninci iş akışkanının özgül ekserjisi

Termodinamik süreçlerde her bir ekserji akımı için ekserji maliyeti yapılır. Termodinamik ve ekonomik sınır şartlarını göz önüne alınan bir kontrol hacmine, giren çıkan madde akımının taşıdığı ekserji \dot{E}_g ve \dot{E}_c , güç, \dot{W} ve ısı transferiyle yapılan ekserji

transferi \dot{E}_q olarak yazılırsa, bu tanımların maliyete dönüşük bağıntıları aşağıda belirtilmektedir:

Kontrol hacmine giren iş akışkanının ekserji maliyeti:

$$\dot{C}_g = c_g \dot{E}_g = c_g (\dot{m}_g e_g) \quad (2.91)$$

Kontrol hacminden çıkan iş akışkanının ekserji maliyeti:

$$\dot{C}_c = c_c \dot{E}_c = c_c (\dot{m}_c e_c) \quad (2.92)$$

Kontrol hacmindeki güç aktarım maliyeti:

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (2.93)$$

Kontrol hacminde ısı yükü, \dot{Q} , ile yapılan ısı transferinin ekserjisinin \dot{E}_q maliyeti:

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q \quad (2.94)$$

Burada, c_g , c_c , c_w , ve c_q ekserjinin “ortalama birim maliyeti” dir ve birimi (\$/gün) olarak verilir.

Eşitlik 2.89’de tanımlanan ekserji maliyet hesabı, ekserji yakıtı ve ekserji ürünü tanımlarına dayalı ifadesi Eşitlik 2.95’da yazılır.

$$\dot{C}_{P,top.} = \dot{C}_{F,top.} + \dot{Z}_{top.}^{CL} + \dot{Z}_{top.}^{OM} \quad (2.95)$$

Bu eşitlikte;

$\dot{C}_{P,top.}$: Ekserji-ürün maliyeti

$\dot{C}_{F,top.}$: Ekserji-yakıt maliyeti

$\dot{Z}_{top.}^{CL}$: İlk toplam yatırım maliyetini

$\dot{Z}_{top.}^{OM}$: Toplam işletme ve bakım maliyeti

olarak tanımlanırlar.

Bir termal sistemin termal performansı için termodinamik analiz yapıldıktan sonra, bu sistemin ekonomik olarak uygulanabilirliğinin araştırılması gerekir. Bu maliyet çalışmasında, ekserji tahribatı, ekserji-yakıtı ve ekserji-ürünü çevre şartlarına ve sistemde ortaya çıkan tersinmezlik üreten kaynaklara göre değerlendirildiğinden, ekserji maliyet eşitliği Eşitlik 2.96 şeklinde yazılır.

$$\sum_c (c_c \dot{E}_c)_k + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{q,k} \dot{E}_{q,k} + \sum_g (c_g \dot{E}_g)_k + \dot{Z}_k \quad (2.96)$$

2.4.2. Ekserji Maliyet Eşitliğinin Sistem Bileşenlerine Uygulanması ve Değerlendirme

Maliyet değerlendirilmesinde gözönüne alınan ekonomik kriterler, sistem bileşenlerine en genel şekilde uygulanmaktadır.

Soğutma sisteminin ömrü: $n=20$ yıl

Günlük çalışma saati: $\Delta \tau=16$ saat/gün

Eskalasyon oranı: $r_n = \% 4$

Faiz oranı $r_i = \% 3$

Geri ödeme oranı: $i_{fi} = \% 6$

Ana para geri kazanım oranı: CRF

$$CRF = \frac{i_{fi} (1+i_{fi})^n}{(1+i_{fi})^n - 1} \quad (2.97)$$

Bir değere getirilmiş düzeltme faktörü: k

$$k = \frac{1+r_n}{1+i_{fi}} \quad (2.98)$$

Eskalasyon düzeltme faktörü: CELF

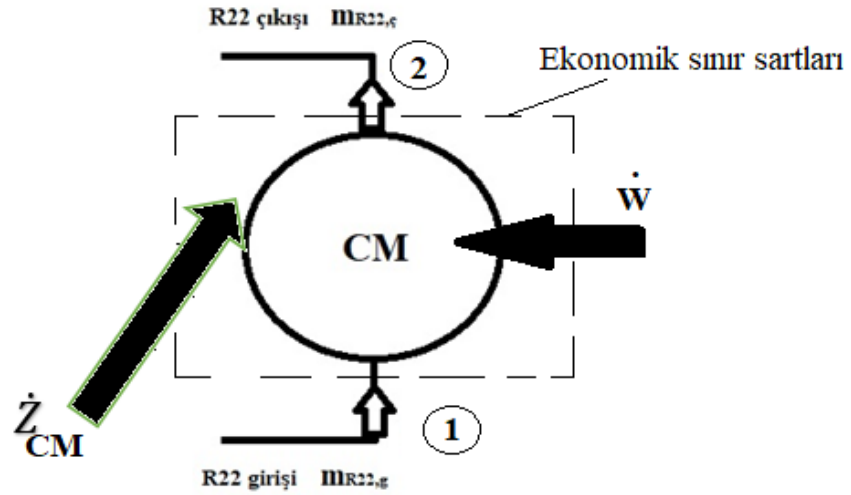
$$CELF = \frac{k(1-k^n)}{1-k} \cdot CRF \quad (2.99)$$

Bir değere getirilme faktörü: M

$$M = \frac{CELF}{1+r_i} \quad (2.100)$$

Ele alınan soğutma sistemi altı bileşenden oluşmaktadır. Bunlar, kompresör, kondenser, sebzelik evaporatoru, etlik-balıklık evaporatörü ve iki adet termostatik genişleme valfidir.

2.4.2.1. Kompresör



Şekil 2.34. Kompresörün ekonomik sınır şartlarına ait şematik şekil

Bir değere indirgenmiş yıllık toplam maliyet:

a. Yatırım maliyeti \dot{Z}_k^{CL}

$$Z_{yat} = Z_{komp.} + Z_{nakil} + Z_{işç.} + Z_{tes.} \quad [\$] \quad (2.101)$$

Z_{yat} : Yatırım maliyeti

$Z_{komp.}$: Kompresör maliyeti

Z_{nakil} : Nakliyat maliyeti

$Z_{i\dot{s}c.}$: İşçilik maliyeti

$Z_{tes.}$: Tesisat maliyeti

b. İşletme ve bakım maliyeti

$$Z_{i\dot{s}.} = Z_{servis} + Z_{bakim} + Z_{vergi} + Z_{elektrik} \quad [$/yıl] \quad (2.102)$$

$Z_{i\dot{s}.}$: İşletme ve bakım maliyeti \dot{Z}_k^{OM}

Z_{servis} : Servis maliyeti

Z_{bakim} : Bakım maliyeti

Z_{vergi} : Vergi maliyeti

$Z_{elektrik}$: Elektrik maliyeti

Eşitlik 2.101 ve Eşitlik 2.102'ye ait birimler düzenlenerek, kompresör için bir yıla indirgenmiş toplam maliyet, Eşitlik 2.103 ve Eşitlik 2.104 yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{Z}_{CM} = (Z_{yat} + Z_{i\dot{s}.}) \cdot M \quad (2.103)$$

$$\dot{Z}_{CM} = (Z_{yat} / (n \cdot 24,365) + Z_{i\dot{s}.} / (\Delta_T \cdot 365)) \cdot M \quad [$/saat] \quad (2.104)$$

Ekserji maliyet eşitliği:

$$c_2 \dot{E}_2 = c_1 \dot{E}_1 + \dot{Z}_{CM} + c_{elektrik} \dot{W}_{CM} \quad (2.105)$$

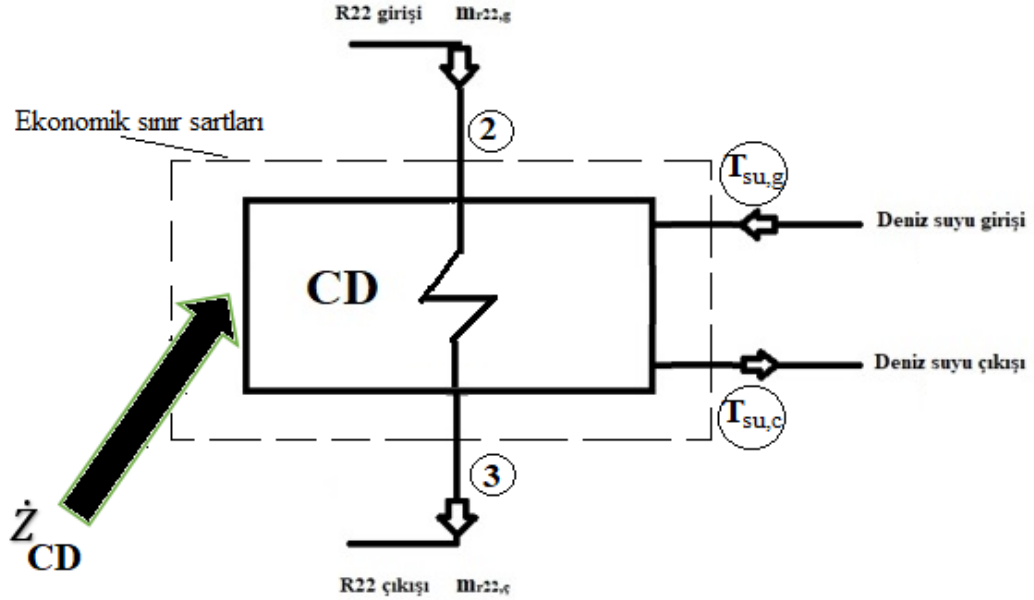
İş akışkanı için ilave eşitlik, F-kaidesine (yakıt ekserji kuralı) göre yazılır.

$$\dot{C}_2 = \dot{C}_1 \quad (2.106)$$

Kompresördeki ekserji tahribatı maliyeti:

$$\dot{C}_{tahribat_{CM}} = c_1 \dot{E}_{tahribat_{CM}} \quad [$/saat] \quad (2.107)$$

2.4.2.2. Kondenser



Şekil 2.35. Kondenserin ekonomik sınır şartlarına ait şematik şekil

Bir değere indirgenmiş yıllık toplam maliyet:

a. Yatırım maliyeti \dot{Z}_k^{CL}

$$Z_{yat} = Z_{kondenser} + Z_{nakil} + Z_{işç.} + Z_{tes.} \quad [\$] \quad (2.108)$$

b. İşletme ve bakım maliyeti \dot{Z}_k^{OM}

$$Z_{iş.} = Z_{servis} + Z_{bakım} + Z_{vergi} \quad [$/yıl] \quad (2.109)$$

$$\dot{Z}_{CD} = \left(Z_{yat} / (n \cdot 24,365) + Z_{iş.} / (\Delta_T \cdot 365) \right) \cdot M \quad [$/saat] \quad (2.110)$$

Ekserji maliyet eşitliği:

$$c_{su,c} \dot{E}_{su,c} + c_3 \dot{E}_3 = c_{su,g} \dot{E}_{su,g} + c_2 \dot{E}_2 + \dot{Z}_{CD} \quad (2.111)$$

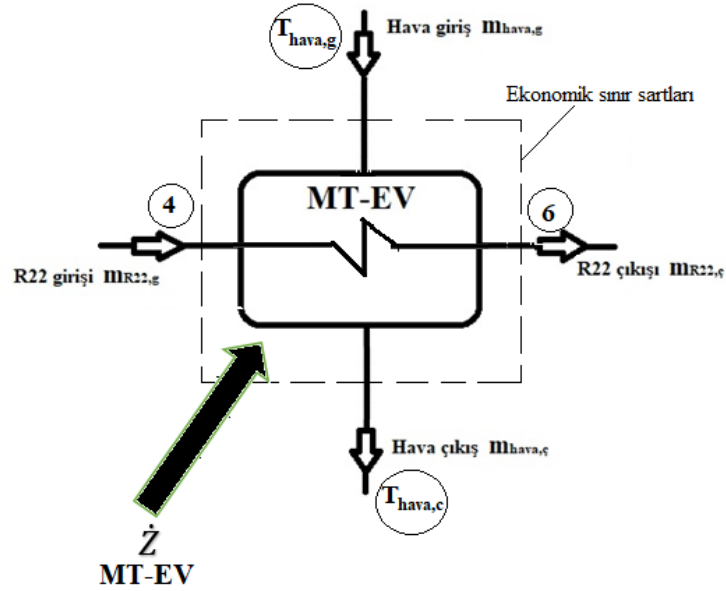
İş akışkanı için ilave eşitlik, F-kaidesine (yakıt-ekserji kuralı) göre yazılır.

$$\dot{C}_3 = \dot{C}_2 \quad ; \quad c_{su,g} = 0,0 \quad (2.112)$$

Kondenserdeki ekserji tahribatı maliyeti:

$$\dot{C}_{tahribat_{CD}} = c_2 \dot{E}_{tahribat_{CD}} \quad [$/saat] \quad (2.113)$$

2.4.2.3. Sebzelik Evaporatörü



Şekil 2.36. Sebzelik evaporatörü ekonomik sınır şartlarına ait şematik şekil

Bir değere indirgenmiş yıllık toplam maliyet:

a. Yatırım maliyeti \dot{Z}_k^{CL}

$$Z_{yat} = Z_{evaporatör,seb.} + Z_{nakil} + Z_{işç.} + Z_{tes.} \quad [\$] \quad (2.114)$$

b. İşletme ve bakım maliyeti \dot{Z}_k^{OM}

$$Z_{iş.} = Z_{servis} + Z_{bakım} + Z_{vergi} \quad [$/yıl] \quad (2.115)$$

$$\dot{Z}_{MT-EV} = \left(Z_{yat} / (n \cdot 24,365) + Z_{i\dot{s}.} / (\Delta_T \cdot 365) \right) \cdot M \quad [$/saat] \quad (2.116)$$

Ekserji maliyet eşitliği:

$$c_{hava,c} \dot{E}_{hava,c} + c_6 \dot{E}_6 = c_{hava,g} \dot{E}_{hava,g} + c_4 \dot{E}_4 + \dot{Z}_{MT-EV} \quad (2.117)$$

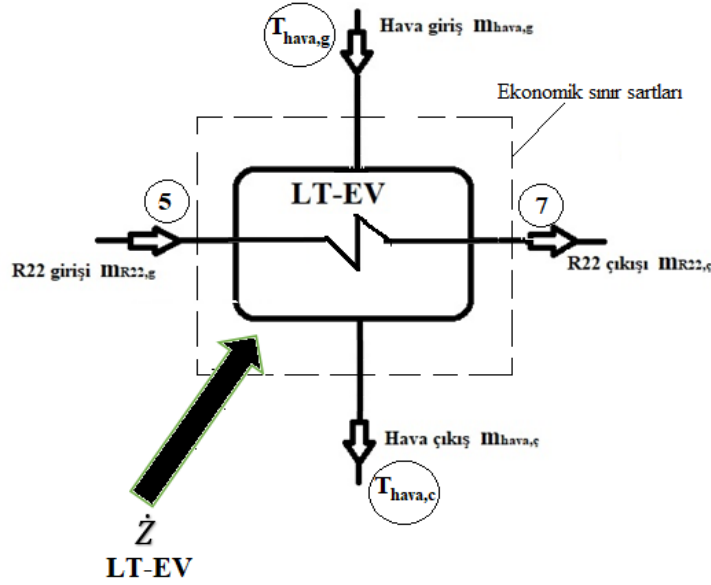
İş akışkanı için ilave eşitlik, F-kaidesine (yakıt-ekserji kuralı) göre yazılır.

$$\dot{C}_6 = \dot{C}_4 \quad ; \quad c_{hava,g} = 0,0 \quad (2.118)$$

Kondenserdeki ekserji tahribatı maliyeti:

$$\dot{C}_{tahribat_{MT-EV}} = c_4 \dot{E}_{tahribat_{MT-EV}} \quad [$/saat] \quad (2.119)$$

2.4.2.4. Etlik-Balıklık Evaporatörü



Şekil 2.37. Et depolama evaporatörü ekonomik sınır şartlarına ait şematik şekil

Bir değere indirgenmiş yıllık toplam maliyet:

a. Yatırım maliyeti \dot{Z}_k^{CL}

$$Z_{yat} = Z_{evaporatör,et} + Z_{nakil} + Z_{işç.} + Z_{tes.} \quad [\$] \quad (2.120)$$

b. İşletme ve bakım maliyeti \dot{Z}_k^{OM}

$$Z_{iş.} = Z_{servis} + Z_{bakım} + Z_{vergi} \quad [$/yıl] \quad (2.121)$$

$$\dot{Z}_{LT-EV} = (Z_{yat} / (n \cdot 24 \cdot 365) + Z_{iş.} / (\Delta_T \cdot 365)) \cdot M \quad [$/saat] \quad (2.122)$$

Ekserji maliyet eşitliği:

$$c_{hava,ç} \dot{E}_{hava,ç} + c_7 \dot{E}_7 = c_{hava,g} \dot{E}_{hava,g} + c_5 \dot{E}_5 + \dot{Z}_{LT-EV} \quad (2.123)$$

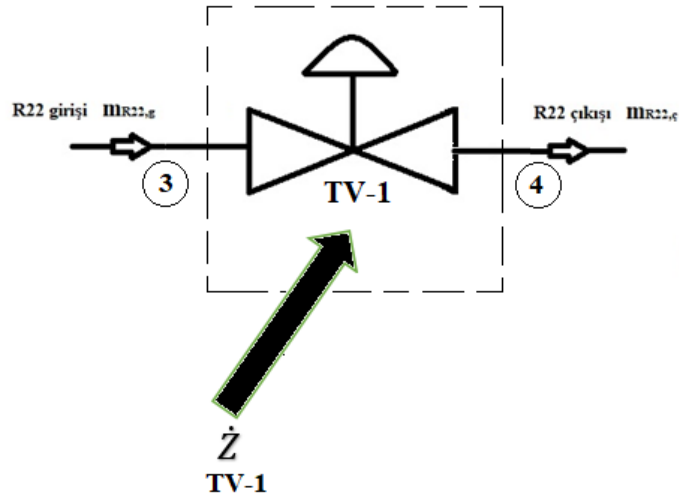
İş akışkanı için ilave eşitlik, F-kaidesine (yakıt-ekserji kuralı) göre yazılır.

$$\dot{C}_7 = \dot{C}_5 \quad ; \quad c_{hava,g} = 0,0 \quad (2.124)$$

Kondenserdeki ekserji tahribatı maliyeti:

$$\dot{C}_{tahribat_{LT-EV}} = c_5 \dot{E}_{tahribat_{LT-EV}} \quad [$/saat] \quad (2.125)$$

2.4.2.5. Birinci Termostatik Genleşme Valfi



Şekil 2.38. Birinci termostatik genleşme valfinin ekonomik sınır şartlarına ait şematik şekil

Bir değere indirgenmiş yıllık toplam maliyet:

a. Yatırım maliyeti \dot{Z}_k^{CL}

$$Z_{yat} = Z_{TV-1} + Z_{nakil} + Z_{işç.} + Z_{tes.} \quad [\$] \quad (2.126)$$

b. İşletme ve bakım maliyeti \dot{Z}_k^{OM}

$$Z_{iş.} = Z_{servis} + Z_{bakım} + Z_{vergi} \quad [$/yıl] \quad (2.127)$$

$$\dot{Z}_{TV-1} = (Z_{yat} / (n \cdot 24,365) + Z_{iş.} / (\Delta_T \cdot 365)) \cdot M \quad [$/saat] \quad (2.128)$$

Ekserji maliyet eşitliği:

$$c_4 \dot{E}_4 = c_3 \dot{E}_3 + \dot{Z}_{TV-1} \quad (2.129)$$

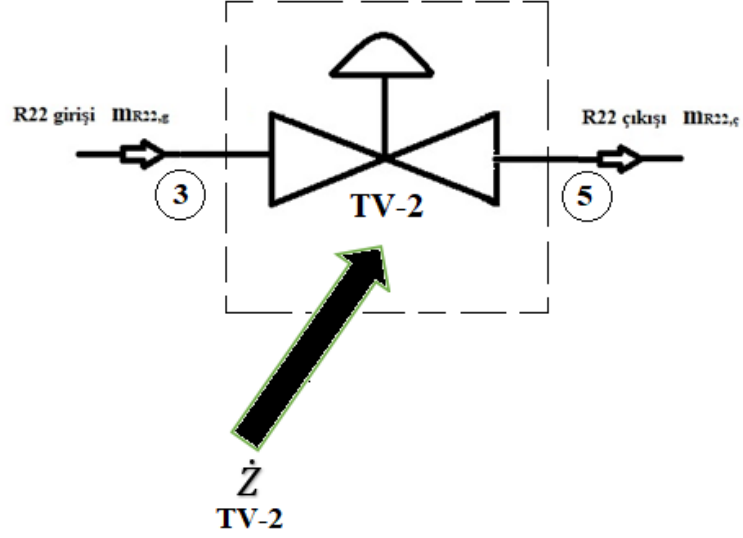
İş akışkanı için ilave eşitlik, F-kaidesine (yakıt-ekserji kuralı) göre yazılır.

$$\dot{C}_4 = \dot{C}_3 \quad (2.130)$$

Birinci termal genişleme valfinde ekserji tahribatı maliyeti:

$$\dot{C}_{tahribat_{TV-1}} = c_3 \dot{E}_{tahribat_{TV-1}} \quad [$/saat] \quad (2.131)$$

2.4.2.6. İkinci Termostatik Genleşme Valfi



Şekil 2.39. İkinci termostatik genleşme valfinin ekonomik sınır şartlarına ait şematik şekil

Bir değere indirgenmiş yıllık toplam maliyet:

a. Yatırım maliyeti \dot{Z}_k^{CL}

$$Z_{yat} = Z_{TV-2} + Z_{nakil} + Z_{işç.} + Z_{tes.} \quad [\$] \quad (2.132)$$

b. İşletme ve bakım maliyeti \dot{Z}_k^{OM}

$$Z_{iş.} = Z_{servis} + Z_{bakım} + Z_{vergi} \quad [$/yıl] \quad (2.133)$$

$$\dot{Z}_{TV-2} = (Z_{yat} / (n \cdot 24,365) + Z_{iş.} / (\Delta_T \cdot 365)) \cdot M \quad [$/saat] \quad (2.134)$$

Ekserji maliyet eşitliği:

$$c_5 \dot{E}_5 = c_3 \dot{E}_3 + \dot{Z}_{TV-2} \quad (2.135)$$

İş akışkanı için ilave eşitlik, F-kaidesine (yakıt-ekserji kuralı) göre yazılır.

$$\dot{C}_5 = \dot{C}_3 \quad (2.136)$$

Birinci termal genişleme valfinde ekserji tahribatı maliyeti:

$$\dot{C}_{\text{tahribat}_{TV-2}} = c_3 \dot{E}_{\text{tahribat}_{TV-2}} \quad [$/\text{saat}] \quad (2.137)$$



3. BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Ekserji ve İleri Ekserji Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Bu çalışmada kullanılan parametrelerin sonuçlarının değerlendirilmesinde literatür bulguları kılavuz olarak kullanılmıştır. Gerçek ve teorik modelleri tanımlanan soğutma sisteminin ekserji ve ileri ekserji analizi sonuçları Tablo 3.1'de verilmiştir. 24,5 C ve $\Delta T_R = 13K$ deniz suyu giriş sıcaklığı için bu tabloda, her bir bileşendeki bölünmüş ekserji tahribatı parçalarında meydana gelen ekserji tahribatı değeri verilmiştir. Tablo 3.1'de kompresör %81,84 ile en yüksek ekserjetik verimliliğe sahip olup sistemde kompresördeki ısı kaybı $\dot{Q}_L = 0,177 kW$ olarak bulundu.

Tablo 3.1. Ekserji ve ekserji tahribatı ($T_{su,g} = 24.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $\Delta T_R = 13K$)

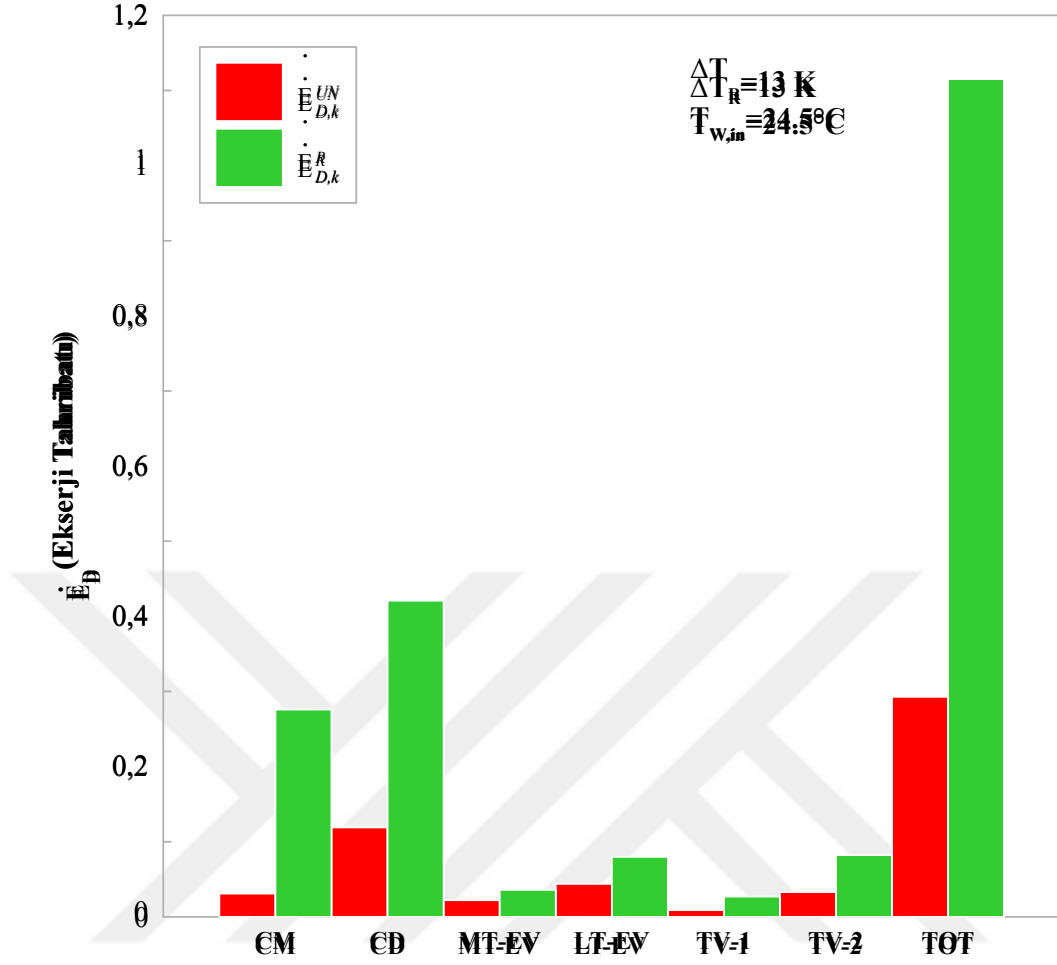
Bileşen	$\dot{E}_{Ex,F}$ [kW]	$\dot{E}_{Ex,P}$ [kW]	$\dot{E}_{D,k}$ [kW]	ε [%]
CM	1,521	1,244	0,276	81,84
CD	0,552	0,131	0,421	23,71
MT-EV	1,571	0,083	0,027	75,49
LT-EV	0,337	0,255	0,082	75,69
TV-1	0,086	0,049	0,036	61,27
TV-2	0,250	0,169	0,080	67,71

Gerçek ve teorik modellerden üretilen soğutma sisteminin ekserji ve ileri ekserji analizlerinin sonuçları Tablo 3.2'de verilmiştir. 24,5 °C ve $\Delta TR = 13K$ deniz suyu giriş sıcaklığı için, kullanılan kondenser ve evaporatördeki minimum sıcaklık farklarında $\dot{E}_{D,k}^R$, $\dot{E}_{D,k}^{UN}$, $\dot{E}_{D,k}^T$ olarak ortaya çıkan ekserji tahribatı Tablo 3.2'de gösterilmiştir. Bu etkilere ek olarak, gerçek sistemde dikkate alınmayan diğer tersinmezlikleri de içerdiği sonucuna varılmıştır.

Tablo 3.2. İleri ekserjetik analizde bileşenler için ekserji tahribatının bölünmesi
($T_{su,g} = 24.5 \text{ } ^\circ\text{C}$ ve $\Delta T_R = 13\text{K}$)

Bileşen	$\dot{E}_{D,k}^R$	$\dot{E}_{D,k}^T$	$\dot{E}_{D,k}^{UN}$	$\dot{E}_{D,k}^{AV}$	$\dot{E}_{D,k}^{EN}$	$\dot{E}_{D,k}^{EX}$
CM	0,276	0	0,031	0,244	0,193	0,082
CD	0,421	0,097	0,119	0,302	0,247	0,174
MT-EV	0,036	0,015	0,022	0,047	0,031	0,005
LT-EV	0,080	0,024	0,044	0,363	0,071	0,009
TV-1	0,027	0	0,009	0,018	0,023	0,004
TV-2	0,082	0	0,033	0,048	0,063	0,018
TÜM SİSTEM	1,115	0,137	0,293	0,821	0,629	0,485
%	100	12,33	26,34	73,65	56,46	43,53

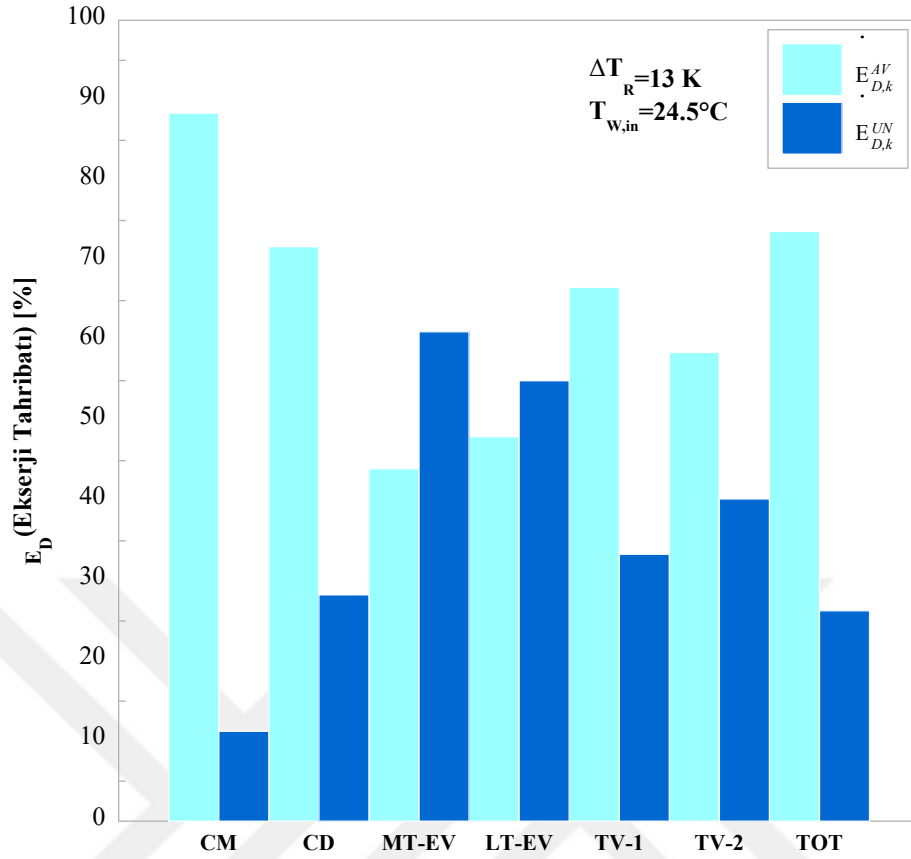
Toplam sistem için ekserji tahribatı yüzdeleri karşılaştırıldığında, $\dot{E}_{D,k}^R$ 'nin % 100 değerine göre diğerlerinde hesaplanan değerler $\dot{E}_{D,k}^T$ % 12,33 ve $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ % 26,34'tür. Böylece, gerçek döngünün ve model döngülerinin tutarsızlığı, tartışılan modellerde sürecin geri dönüşümsüzlüğü ile kazanılmaktadır. $\dot{E}_{D,k}^{AV}$ parçasının değeri, bileşenin iyileştirme potansiyeline sahip olduğunu gösterir. Buna göre, Tablo 3.2 ve Şekil 3.1 incelendiğinde, diğer bileşenlerin $\dot{E}_{D,k}^{AV}$ kısmı $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ kısmından daha büyüktür. Bu nedenle, bileşenlerin iyileştirilmesi sistem performansının iyileştirilmesine katkıda bulunacaktır.



Şekil 3.1. Her üitedeki $\dot{E}_{D,k}^R$ ve $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ 'nın toplam ekserji tahribatına oranı

Bileşenin $\dot{E}_{D,k}^R$ ve $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ parçalarının gerçek ve hibrid çevrimler için karşılaştırılması

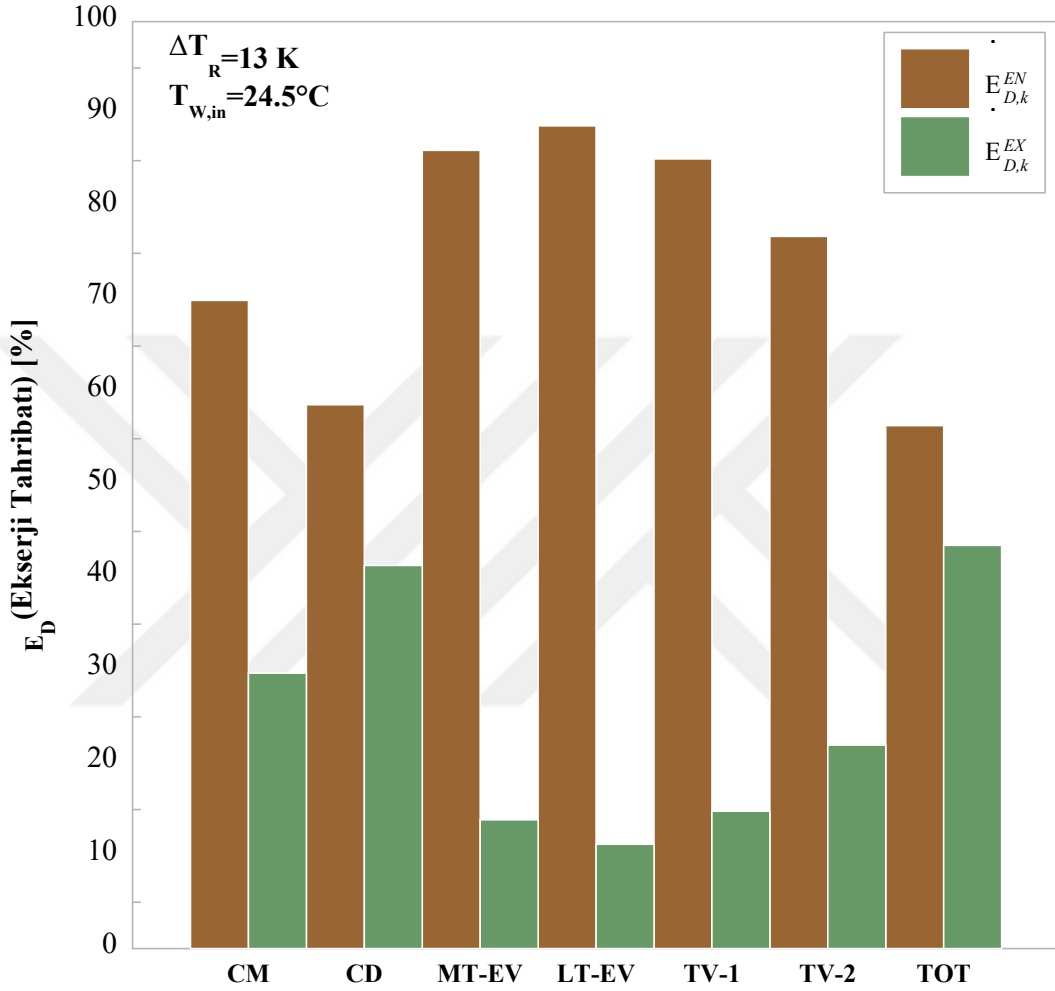
Şekil 3.1'de gösterilmektedir. Kondenser için en büyük $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ değerinin 0.119 kW olduğu bulunmuştur.



Şekil 3.2. Her bir üniteye $\dot{E}_{D,k}^{AV}$ ve $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ 'un toplam ekserji yıkımına oranı

Üniteye her bileşende oluşan $\dot{E}_{D,k}^{AV}$ kısmı ve $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ kısmının toplam ekserji tahribatına oranı Şekil 3.2'de verilmiştir. Sistem bileşenlerinde oluşan $\dot{E}_{D,k}^{AV}$ parçasının çoğunun kompresörde meydana geldiği görülmektedir. Bu nedenle, sistem performansını artırmada kompresörün iyileştirme potansiyeli daha yüksek olduğundan yüksek teknolojik verimliliğe sahip kompresörün kullanılması gerektiği ortaya çıkmaktadır. Tablo 3.2 ve Şekil 3.2'de, sistemin $\dot{E}_{D,k}^{EN}$ bölümünün % 56,46 ve $\dot{E}_{D,k}^{EX}$ bölümünün % 43,53 olduğu görülmektedir. Öte yandan, $\dot{E}_{D,k}^{AV}$ kısmı % 73,65 ve $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ kısmı % 26,34'tür. Bu değerler karşılaştırıldığında, sistem performansını artırma potansiyelinin değerlendirilebileceği görülmektedir. Kondenser dışındaki bileşenlerin $\dot{E}_{D,k}^{EX}$ değerleri çok küçük olduğu için, bu bileşenlerin diğer bileşenler üzerinde olumsuz bir etkisi yoktur. Bu, sistem bileşenleri arasındaki ilişkinin zayıf olduğu anlamına gelir. Bu tablodan, sistemde oluşan $\dot{E}_{D,k}^{EN}$ bileşeninin $\dot{E}_{D,k}^R$ ekserji tahribatından daha düşük değerler aldıkları görülebilir. Bu, bileşenlerdeki tersinmezliklerin

kendilerinden kaynaklandığını gösterir. Şekil 3.3 her bileşenin ekserji tahribatı için ekserji tahribatının $\dot{E}_{D,k}^{EN}$ bölümlerinin oranını göstermektedir. Şekil 3.3, Tablo 3.2'de oluşturulan aynı sonucu onaylamaktadır.



Şekil 3.3. Her bir ünitedeki $\dot{E}_{D,k}^{EN}$ ve $\dot{E}_{D,k}^{EX}$ değerinin toplam ekserji tahribatına oranı

Alt bölümlere ayrılan ekserji tahribatı kısımlarının birleştirilmesiyle belirlenen diğer ekserji tahribatı parçaları Tablo 3.3'te değerleri ile sunulmaktadır.

Tablo 3.3. İleri ekserjetik analizdeki bileşenler için ekserji tahribat parçalarının birleştirilmesi ($T_{su,g} = 24.5 \text{ } ^\circ\text{C}$ ve $\Delta T_R = 13\text{K}$)

Bileşen	$\dot{E}_{D,gerçek}$	$\dot{E}_{D,k}^{UN,EN}$	$\dot{E}_{D,k}^{UN,EX}$	$\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$	$\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$
CM	0,276	0,031	0	0,162	0,082
CD	0,421	0,123	0	0,123	0,174
MT-EV	0,036	0,022	0	0,009	0,005
LT-EV	0,080	0,044	0	0,026	0,009
TV-1	0,027	0,008	0,0008	0,014	0,003
TV-2	0,082	0,034	0	0,029	0,018
TÜM SİSTEM	1,115	0,263	0,0008	0,366	0,294

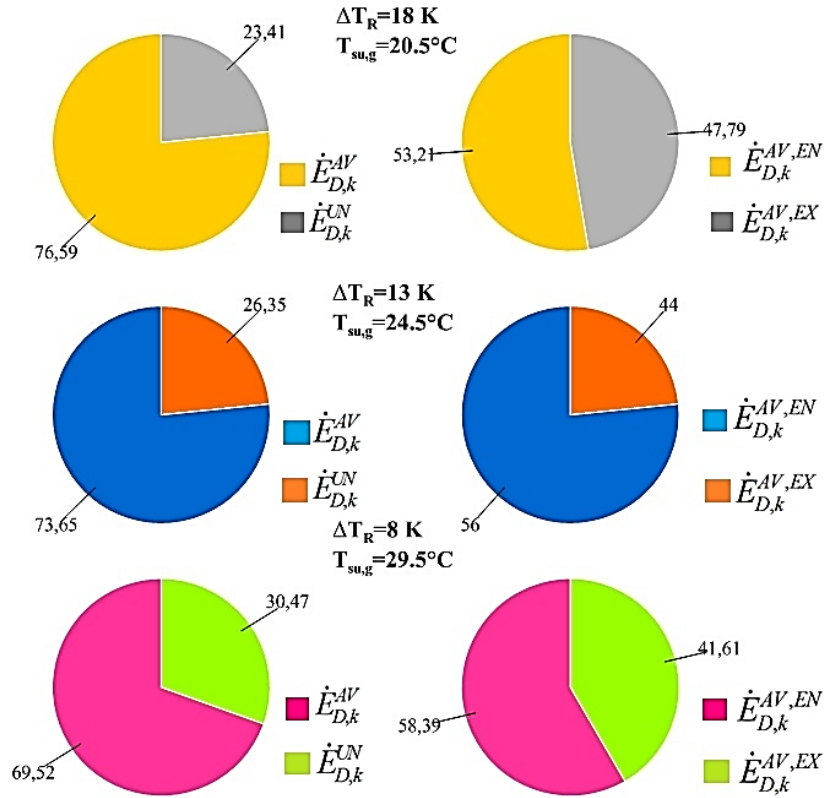
Sistemin performansı, bileşenin $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$ değeri düşürülerek artırılabilir. Gerçekte $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$ parçalarının değerini teknik yöntemlerle azaltmak mümkündür. $\dot{E}_{D,k}^{UN,EN}$ parçası teknolojik sınırlar nedeniyle değiştirilemez. Bu açıklamalar ışığında, tablo incelendiğinde özet olarak şöyle ifade edilebilir. Kompresör ve kondenserin $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$ parçalarının değerlerinin diğer bileşenlerden daha büyük olduğu görülmektedir. Kompresörün $\dot{E}_{D,CM}^{AV,EN}$ parçaları ve kondenserin $\dot{E}_{D,CD}^{AV,EN}$ parçaları 0.162 kW ve 0.123 kW olarak yüksek değerler aldığından, sistemin performansı bu iki bileşen geliştirilerek geliştirilebilir. $\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$ değerleri kondenserdeki $\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$ hariç $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$ değerlerinden daha küçük olduğundan, yüksek performans elde etmek için sistemin yeniden yapılandırılması gerekmez. Sistemin yüksek performansına ulaşmak için sadece kompresör ve kondenserin iyileştirilmesi yeterli olacaktır.

Sistemdeki bir bileşenin, soğutma sisteminin diğer bileşenleriyle etkilerinden kaynaklanan $\dot{E}_{D,k}^{Mex}$ meksojen ekserji tahribatının ortak değerleri Tablo 3.4'te verilmiştir.

Tablo 3.4. Sistem bileşenlerinin $\dot{E}_{D,k}^{Mex}$ meksojen ekserji tahribatının araştırılması

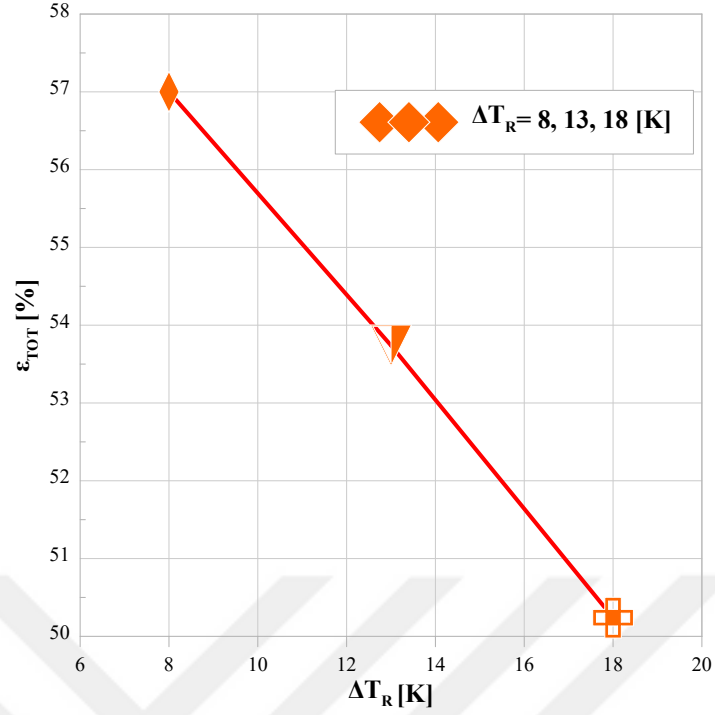
$\dot{E}_{D,k}^{EX} [kW]$	$\Delta T_R = 8 \text{ K}, T_{su,g} = 20.5 \text{ }^\circ\text{C}$		$\Delta T_R = 13 \text{ K}, T_{su,g} = 24.5 \text{ }^\circ\text{C}$		$\Delta T_R = 18 \text{ K}, T_{su,g} = 29.5 \text{ }^\circ\text{C}$	
	$\dot{E}_{D,k}^{EX,r} [kW]$		$\dot{E}_{D,k}^{EX,r} [kW]$		$\dot{E}_{D,k}^{EX,r} [kW]$	
CM 0.102 $T_{su,g} = 20.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 0.082 $T_{su,g} = 24.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 0.1062 $T_{su,g} = 29.5 \text{ }^\circ\text{C}$	CD 0.054 LT-EV -0.048 MT-EV -0.043 TV-1 -0.020 TV-2 -0.139 Mex 0.473	CD 0.020 LT-EV -0.071 MT-EV -0.066 TV-1 -0.052 TV-2 -0.175 Mex 0.620	CD -0.012 LT-EV -0.090 MT-EV -0.084 TV-1 -0.082 TV-2 -0.214 Mex 0.761			
CD 0.188 $T_{su,g} = 20.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 0.174 $T_{su,g} = 24.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 0.162 $T_{su,g} = 29.5 \text{ }^\circ\text{C}$	CM -0.174 LT-EV -0.291 MT-EV -0.286 TV-1 -0.276 TV-2 -0.242 Mex 1.776	CM -0.125 LT-EV -0.222 MT-EV -0.216 TV-1 -0.207 TV-2 -0.188 Mex 1.381	CM -0.082 LT-EV -0.159 MT-EV -0.154 TV-1 -0.144 TV-2 -0.145 Mex 1.033			
MT-EV 0.005 $T_{su,g} = 20.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 0.009 $T_{su,g} = 24.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 0.005 $T_{su,g} = 29.5 \text{ }^\circ\text{C}$	CM 0.196 LT-EV 0.078 CD 0.181 TV-1 0.106 TV-2 0.128 Mex -0.654	CM 0.173 LT-EV 0.076 CD 0.167 TV-1 0.095 TV-2 0.109 Mex -0.585	CM 0.154 LT-EV 0.077 CD 0.155 TV-1 0.085 TV-2 0.092 Mex -0.527			
LT_EV 0.009 $T_{su,g} = 20.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 0.005 $T_{su,g} = 24.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 0.009 $T_{su,g} = 29.5 \text{ }^\circ\text{C}$	CM 0.146 MT-EV 0.034 CD 0.132 TV-1 0.057 TV-2 0.079 Mex -0.369	CM 0.124 MT-EV 0.032 CD 0.118 TV-1 0.045 TV-2 0.060 Mex -0.300	CM 0.105 MT-EV 0.033 CD 0.106 TV-1 0.035 TV-2 0.042 Mex -0.242			
TV-1 0.012 $T_{su,g} = 20.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 0.004 $T_{su,g} = 24.5 \text{ }^\circ\text{C}$ -0.007 $T_{su,g} = 29.5 \text{ }^\circ\text{C}$	CM 0.228 TV-2 0.160 MT-EV 0.116 LT-EV 0.111 CD 0.213 Mex -0.802	CM 0.196 TV-2 0.133 MT-EV 0.104 LT-EV 0.099 CD 0.191 Mex -0.697	CM 0.165 TV-2 0.103 MT-EV 0.094 LT-EV 0.089 CD 0.167 Mex -0.593			
TV-2 0.034 $T_{su,g} = 20.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 0.018 $T_{su,g} = 24.5 \text{ }^\circ\text{C}$ -0.0003 $T_{su,g} = 29.5 \text{ }^\circ\text{C}$	CM 0.195 TV-1 0.105 MT-EV 0.083 LT-EV 0.077 CD 0.180 Mex -0.560	CM 0.156 TV-1 0.078 MT-EV 0.064 LT-EV 0.059 CD 0.150 Mex -0.428	CM 0.118 TV-1 0.048 MT-EV 0.046 LT-EV 0.041 CD 0.119 Mex -0.293			

Tablo 3.4 incelendiğinde, $\dot{E}_{D,k}^{Mex}$ ekserji tahribatı değerinin büyüklüğüne göre hangi bileşenin iyileştirilmesi gerekeceği belirlenebilir. Buna göre, ilk olarak 1,776 kW, 1,381 kW, 1,033 kW yüksek değerleri nedeniyle kondenserin iyileştirilmesi ve daha sonra 0,473 kW, 0,620 kW, 0,761 kW değerleri nedeniyle kompresör yukarıda belirtilen bulguları desteklemektedir. Kondenserin diğer elementler üzerinde önemli bir etkisi olduğundan, iyileştirmenin önceliği kondenser üzerinde olmalıdır.

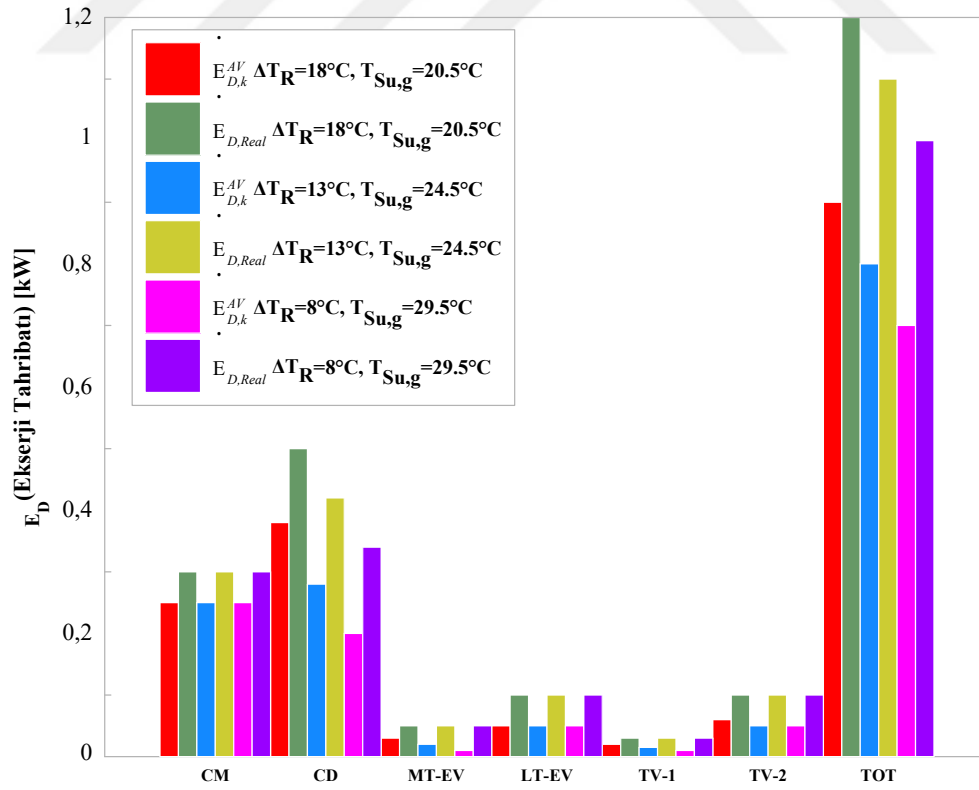


Şekil 3.4. İncelenen sistemin $\dot{E}_{D,k}^{AV}$, $\dot{E}_{D,k}^{UN}$, $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$ ve $\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$ ekserji tahribat bölümlerinin yüzde olarak dağılımı

Şekil 3.4 toplam $\dot{E}_{D,k}^{AV}$ parçalarının deniz suyu giriş sıcaklığındaki artışa göre azaldığını gösterirken, ΔT_R değerleri 8 ila 18 K arasında değişmekte olup bu, tüm sistemin ekserjetik verimliliğinde bir artışa neden olur. Tüm sistemin ekserji verimliliği, deniz suyu giriş sıcaklığı 24.5 °C ve $\Delta T_R = 13$ K için % 53.74 olarak hesaplanmıştır. Tüm sistem varyasyonunun deniz suyu giriş sıcaklığına göre ekserji verimliliği Şekil 3.5'te gösterilmektedir. Deniz suyu giriş sıcaklığı düştüğünde, sistemin genel ekserjetik verimliliği de düşer.

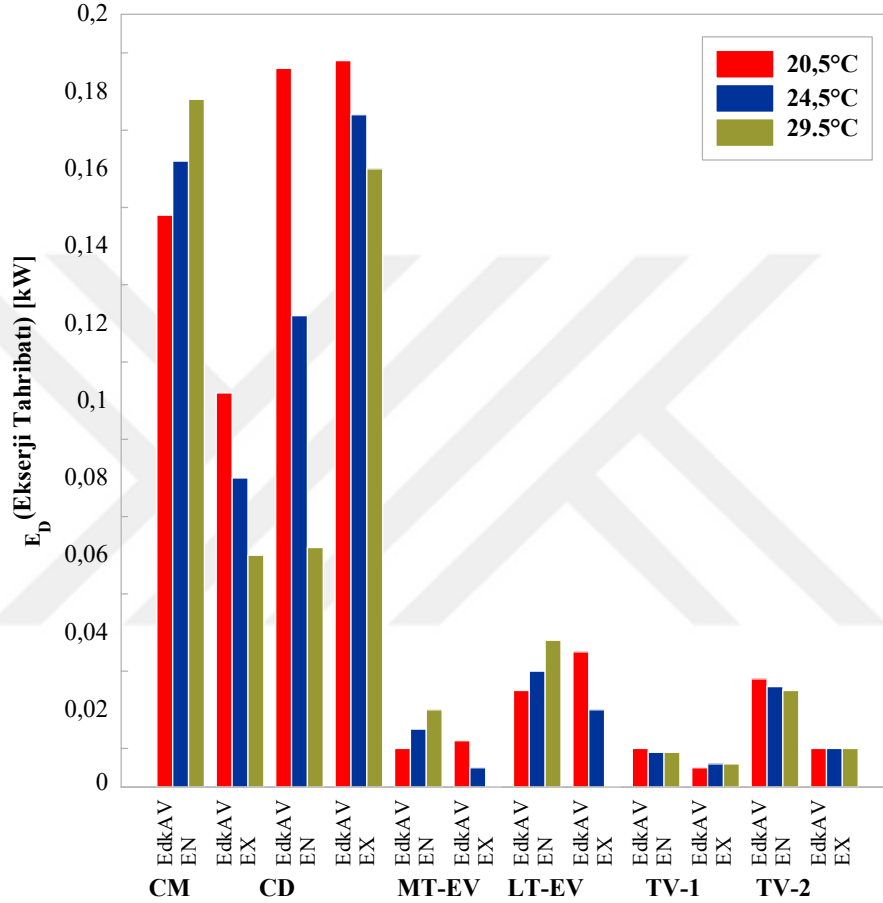


Şekil 3.5. Kondenserin minimum sıcaklık farklarının genel sistemin ekserjetik verimliliği üzerindeki etkisi



Şekil 3.6. Deniz suyu giriş sıcaklığı ve ΔT_R 'nin bileşen ve genel sistemin ekserji kısımları üzerindeki etkileri

Şekil 3.4 ve Şekil 3.6'da görüldüğü gibi, kondensere giren deniz suyu arttıkça $\dot{E}_{D,k}^{AV}$ kısmının azaldığı ve ΔT_R 'nin azaldığı görülebilir. Bu davranış kondenserde açıkça gözlenmiştir. Deniz suyu giriş sıcaklıklarının diğer bileşenler üzerindeki görünür etkisi küçüktür.



Şekil 3.7. Minimum sıcaklık farkları ΔT_R ve sistemin her bir bileşenindeki $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$ ve $\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$ parçaları üzerinde kondenserdeki deniz suyu giriş sıcaklığı değişimleri

3.2. Ekserji Ekonomisi Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Sisteme ait yatırım maliyetleri Tablo 3.5'te, işletim maliyetleri ise Tablo 3.6'da verilmiştir.

Tablo 3.5. Sistem bileşenlerinin yatırım maliyetleri tablosu

Bileşen Adı	Bileşen Maliyeti	Nakil Maliyeti	İşçilik Maliyeti	Tesisat Maliyeti
Kompresör (\$)	1350 \$	150 \$	750 \$	500 \$
Kondenser (\$)	900 \$	150 \$	350 \$	350 \$
Sebzelik Evaporatörü (\$)	770 \$	150 \$	600 \$	300 \$
Etlik-Balıklik Evaporatörü (\$)	950 \$	150 \$	700 \$	350 \$

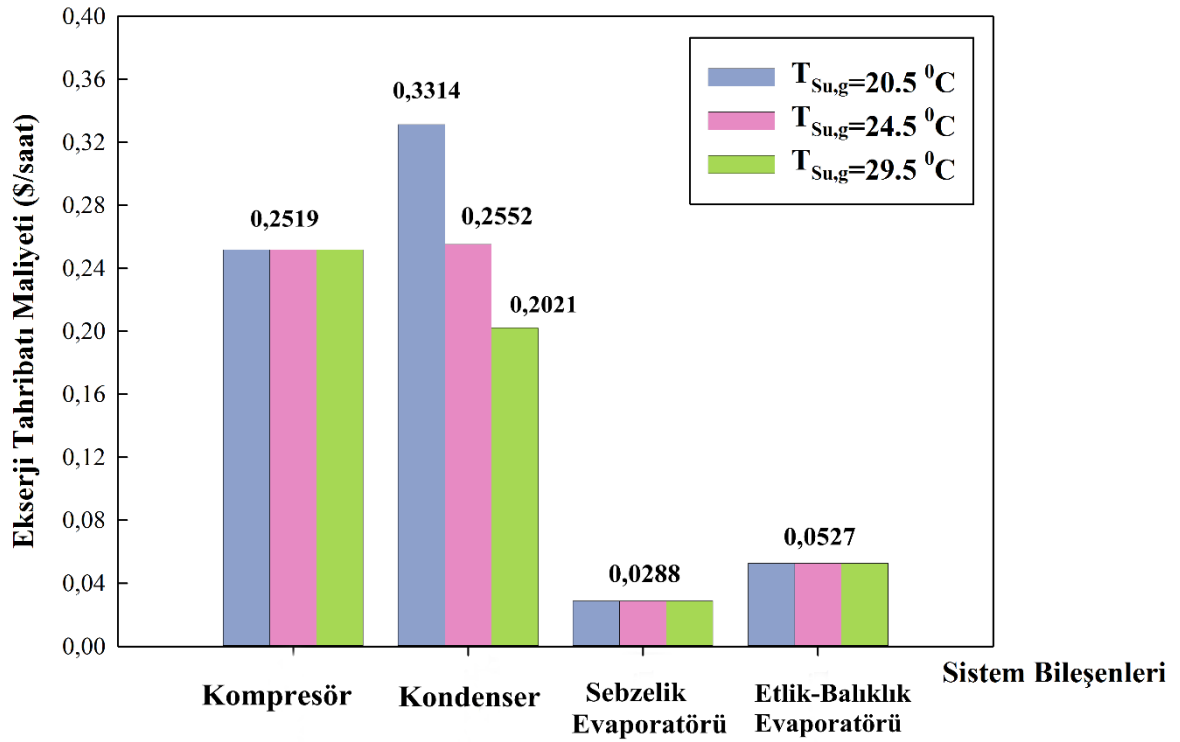
Tablo 3.6. Sistem bileşenlerinin işletim maliyetleri tablosu

Bileşen Adı	Servis Maliyeti	Bakım Maliyeti	Yasal Vergi Maliyeti	Elektrik Maliyeti
Kompresör (\$/Yıl)	850 \$	1250 \$	% 18	140 \$
Kondenser (\$/Yıl)	700 \$	400 \$	% 18	0
Sebzelik Evaporatörü (\$/Yıl)	600 \$	200 \$	% 18	0
Etlik-Balıklik Evaporatörü (\$/Yıl)	700 \$	350 \$	% 18	0

3.2.1 Tahrip Olan Ekserji Maliyetine Göre Değerlendirme

Termostatik genişleme valflerinin yatırım ve işletim maliyeti diğer bileşenlere göre çok daha küçük maliyette olmasından dolayı bu elemanlar termoekonomik analizde gözönüne alınmamıştır.

Ekserji tahribatı maliyeti değerleri Şekil 3.8’de gösterilmiştir. Aynı şekilde, kondenser girişinde deniz suyu sıcaklık değişiminin tahrip olan ekserji maliyetine etkileri görülmektedir.



Şekil 3.8. Ekserji tahribatı maliyetininin bileşenlerdeki değerleri

3.2.2. Termoekonomik Faktöre (f) Göre Değerlendirme

Termoekonomik faktör tanımı Bejan vd (1996) tarafından tanımlanmıştır. Soğutma sistemi bileşenleri için aşağıdaki gibi yazılabilmektedir. Kondenser girişindeki deniz suyu sıcaklığının her bir bileşende oluşturduğu termoekonomik faktörünün (f) değişimi Şekil 3.9'da gösterilmiştir.

Kompresör:

$$f_{CM} = \frac{\dot{z}_{CM}}{\dot{z}_{CM} + \dot{c}_{tahribat_{CM}}} \quad (3.1)$$

Kondenser:

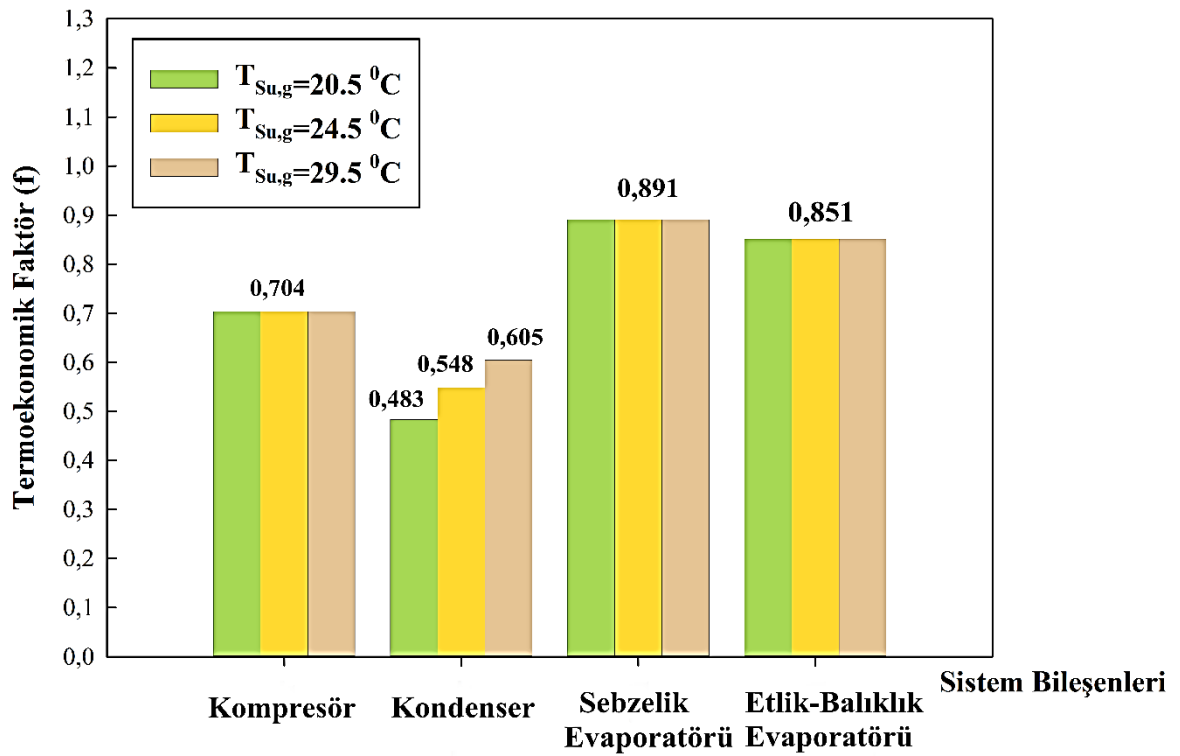
$$f_{CD} = \frac{\dot{z}_{CD}}{\dot{z}_{CD} + \dot{c}_{tahribat_{CD}}} \quad (3.2)$$

Sebzelik Evaporatörü:

$$f_{MT-EV} = \frac{\dot{z}_{MT-EV}}{\dot{z}_{MT-EV} + \dot{c}_{tahribat_{MT-EV}}} \quad (3.3)$$

Etlik-Balıklık Evaporatörü:

$$f_{LT-EV} = \frac{\dot{z}_{LT-EV}}{\dot{z}_{LT-EV} + \dot{c}_{tahribat_{LT-EV}}} \quad (3.4)$$

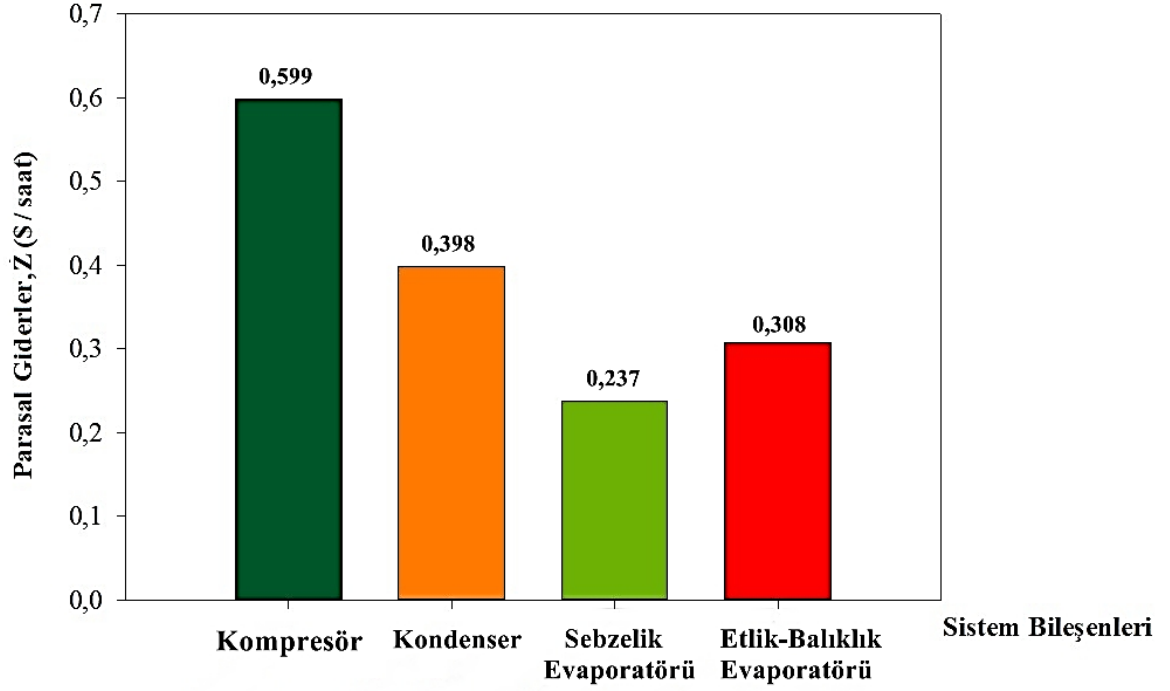


Şekil 3.9. Sistem bileşenlerinin termoekonomik kriteri değerleri

Şekil 3.9’da sebzelik evaporatörü, etlik-balıklık evaporatörü ve kompresörün termoekonomiklik kriterleri limitlerinde olduğu görülmektedir. Bu limitler literatürde Bejan vd (1996) tarafından belirlenmiştir. Kondenserin ekonomiklik kriterinin genelde istenilen düzeyden düşük olduğu ve kondensere giren deniz suyu sıcaklığı arttıkça mevcut kondenserin ekonomiklik kriterinin de iyileştiği görülmektedir. Sebzelik ve etlik-balıklık evaporatörlerinde ekonomiklik kriterinin yüksek olması, bunların yatırım ve işletim maliyetlerinin yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. Kompresörün termoekonomiklik

kriterinin sebzelik ve etlik-balıklık evaporatörlerine ait termoekonomik kriterlerinden küçük olması, kompresörün izantropik verimiyle ilgilidir.

Parasal giderler açısından sistem bileşenleri değerlendirildiğinde, Şekil 3.10'da görüleceği üzere, en yüksek maliyetli bileşen kompresör olmaktadır.



Şekil 3.10. Sistem bileşenlerinin parasal giderleri

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, bir kargo gemisinde bulunan bir soğutma sistemi ekserji, ileri ekserji ve ekserji ekonomisi yöntemleriyle analiz edilmiştir. Parametrik çalışma, kondenserin deniz suyu giriş sıcaklığı ve deniz suyu ile soğutucu R22 arasındaki minimum sıcaklık farklarına göre termal davranışı üzerine odaklanmıştır. Bu çalışmanın temel bulguları aşağıdaki gibidir:

- ✓ İncelenen sistemde meydana gelen ekserji tahribatı esas olarak endojendir.
- ✓ Kondenserdeki R22'nin kondensasyon prosesinde ekserji tahribatı oranı, proses bileşenleri arasında en yüksek seviyeye sahiptir. Bu eğilimin, farklı deniz suyu giriş sıcaklıkları ve farklı minimum sıcaklık farkları için aynı olduğu görülmüştür. Kondenserdeki iyileşmenin sistemin performansını doğrudan etkilediği bulunmuştur. Çalışma koşullarının ve kondenserdeki teknolojik sınırlamaların neden olduğu ekserji tahribatı, kondenserin yeniden tasarlanmasını veya çalışma koşullarının araştırılmasını gerektirir.
- ✓ Kondenserdeki yoğuşma işlemi için ekserji tahribatının eksojen kısmının, işlem bileşenleri arasında olduğundan daha yüksek olduğu bulunmuştur. Kondenser, prosesin diğer bileşenlerinden yüksek bir etkiye sahiptir. Optimizasyon çalışmasının odağının, genel soğutma performansını artırmak için öncelikle diğer bileşenlere yönlendirilmesi gerektiğini gösterir. Yoğuşma prosesi için ekserji tahribatının eksojen kısmı, deniz suyu giriş sıcaklığının artması ve minimum sıcaklık farkının azaltılması değerinde bir azalmaya neden olur.
- ✓ Deniz suyu giriş sıcaklığı arttıkça ve minimum sıcaklık farkı azalırken, kondenserdeki yoğuşma işlemi için ekserji tahribatının önlenebilir kısmı azalır.
- ✓ Ekserji yakıtı ve ekserji ürün tanımlaması kullanılarak tanımlanan her bir bileşenin ekserji verimliliği, kompresörde %81,84 ile en yüksek verimlilikle bulunmuştur.
- ✓ Deniz suyu giriş sıcaklığına bağlı olarak, kondenserdeki minimum sıcaklık farkının azaltılmasının sistemin ekserji verimliliğini arttırdığı bulunmuştur.
- ✓ Ekserji tahribatı maliyetleri açısından en yüksek değer 0,2552 (\$/saat) ile kondensere aittir. Kondenserin ardından 0,2519 (\$/saat) ile kompresör, 0,0527 (\$/saat) ile etlik-balıklık evaporatörü ve son olarak ise 0,0288 (\$/saat) ile sebzelik evaporatörü gelmektedir.

- ✓ Parasal giderler açısından sistem bileşenleri değerlendirildiğinde en yüksek gider 0,599 (\$/saat) ile kompresöre aittir. Ardından 0,398 (\$/saat) ile kondenser, 0,308 (\$/saat) ile etlik-balıklık evaporatörü ve son olarak da 0,237 (\$/saat) ile sebzelik evaporatörü gelmektedir.



5. KAYNAKLAR

- Aksoy, A., B., 2014. İki kademeli Buhar Sıkıştırırmalı Mekanik Soğutma Çevriminin Enerji ve Ekserji Analizleri ile İncelenmesi, Doktora Tezi, Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Manisa.
- Amarisa, C., M., Tsamosb, K. ve Tassoub, S., 2019. Analysis of an R744 typical booster configuration, an R744 parallel-compressor booster configuration and an R717/R744 cascade refrigeration system for retail food applications. Part 1: Thermodynamic analysis, Energy Procedia, 161, 259–267.
- Azizi, T. ve Boyaghchi, F., A., 2014. Assessment of a Real Combined Cycle Power Plant with Supplementary Firing Based on Advanced Exergy/Exergoeconomic Methods, Iranian Journal of Mechanical Engineering, 15,2, 28-58.
- Bai, T., Yu, J. ve Yan, G., 2016. Advanced exergy analysis of an ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration system, Energy Conversion and Management. 126, 850-861.
- Balli, O., 2017. Advanced exergy analysis to evaluate the performance of a military air craft turbojet engine (TJE) with after burner system: Splitting exergy destruction into unavoidable/avoidable and endogenous/exogenous, Applied Thermal Engineering, 111, 152-169.
- Bejan, A., 2002. Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture, International Journal of Energy Research, 26,7, 545–565.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G. ve Moran, M., 1996. Thermal Design and Optimization, Wiley, New York.
- Bilen, K., Kalkışım, A., T., Solmuş, İ., Bulgurcu, H. ve Yaldirak, H., 2014. Otomobil Klima Sistemlerinde R_152a Gazı Kullanımı ve Özellikleri, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 144, 89-97.
- Brown, J., S. ve Domanski, P., A., 2000. Semi Theoretical Simulation Model for a Transcritical Carbon Dioxide Mobile A/C system, SAE Technical Paper Series 2000-01-0985, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, PA, s. 1–11.
- Cemeroğlu, B., Yemenicioğlu, A. ve Özkan, M., 2001. Meyve ve Sebzelerin Bileşimi Soğukta Depolanmaları, Gıda Teknolojisi Derneği Yayınları, No. 24, Ankara, 328 s.

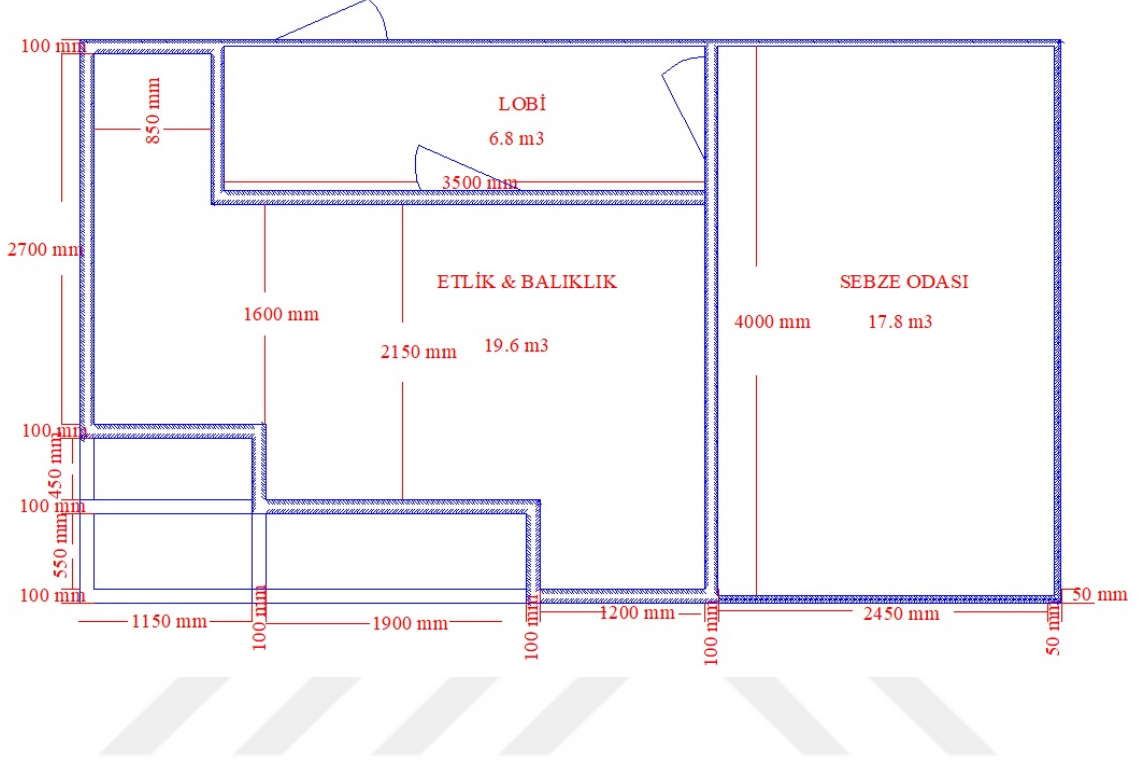
- Çengel, Y., A. ve Boles, M., A., 2015. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Yedinci Baskı, Palme Yayıncılık, Ankara.
- Dinçer, İ., 2003. Refrigeration systems and applications, John Wiley & Sons, Ltd., West Sussex, İngiltere, 582 s.
- Erol, N., 1993. Soğutma ve İklimlendirmede Temel Yöntemler, Yüksek Denizcilik Okulu Mezunları Derneği Yayını, İstanbul.
- Erşahin, Y., 2017. Evaporatör ve Kondenser Sıcaklıklarının Soğutma Yüküne Bağlı Kontrolü ile Bir Soğutma Grubunu Veriminin Değişiminin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Fabrian, B., Toung-Wang, N., Kjean, J., J. ve Brian, E., 2016. Energy, exergy and advanced exergy analysis of a milk processing factory, Proceedings of ECOS, The 29th International conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy system, s. 1-13.
- Ghorbani, B. ve Roshani, H., 2018. Advanced exergy and exergoeconomic analysis of the integrated structure of simultaneous production of NGL recovery and liquefaction, Transport Phenomena Nano and Micro Scales, 6, 8-14, doi: 10.22111/tpnms.2018.23743.1140.
- Gullo, P., Elmegaard, B. ve Cortella, C., 2016. Advanced exergy analysis of a R744 booster refrigeration system with parallel compression, Energy, 107, 567-571. doi:10.1016/j.energy.2016.04.043.
- Gullo, P., Hafner, A. ve Banasiak, K., 2019. Thermodynamic Performance Investigation of Commercial R744 Booster Refrigeration Plants Based on Advanced Analysis, Energies, 12, 3, 2-24. doi:10.3390/en12030354.
- Kalla, S., K., Arora, B., B. ve Usmani, J., A., 2018. Performance analysis of R22 its substitutes in air conditioners, Journal of Thermal Engineering, 4,1, 1724-1736.
- Kelly, S., Tsatsaronis, G. ve Morosuk, T., 2009. Advanced exergetic analysis: Approaches for splitting the exergy destruction into endogenous and exogenous parts, Energy, 34, 384-391.
- Kotas, T., J., 1985. The exergy method of thermal plant analysis, Krieger Publishing Company, Florida, USA.
- Kumar, M. ve Nayak, R., K., 2018. Exergy Analysis of a Vapour Compression Refrigeration System using R-134a and Hydrocarbon as Refrigerants, International Journal for Research in Engineering Application & Management (IJREAM), 4, 7, 91-95.
- Küçükşahin, F., 2001. Soğutma ve İklimlendirme, Birsen Yayınevi, İstanbul.

- Liu, H., He, Q. ve Saeed, S., B., 2016. Thermodynamic analysis of a compressed air energy storage system through advanced exergetic analysis, Journal of Renewable and Sustainable Energy, 8, 034101, 1-17.
- Maclaine, I., L. ve Leonardi, E., 1996. Comparative performance of hydrocarbon refrigerants, School of Mechanical & manufacturing engineering The University of New South Sydney NSW, Australia, Melbourne (Australia), 11 s.
- Onat, A., 1994. Soğutma ve Klimada Kullanılan Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerindeki Etkilerinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Onat, A., İmal, M. ve İnan, A., T., 2004. Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar, KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi, 7, 1, 32-37.
- Özgür, A., E., Kabul, A. ve Kizilkan, Ö., 2014. Exergy analysis of refrigeration systems using an alternative refrigerant (hfo-1234yf) to R-134a, International Journal of Low-Carbon Technologies, 9, 56-62.
- Öztürk, H., M., 2011. Gıda Ürünlerinin Vakum Soğutma ve Klasik Soğutma Yöntemleri ile Soğutulmasının Karşılaştırılması, Doktora Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- Petrakopoulou, F. (2011), Comparative evaluation of power plants with co2 capture: thermodynamic, economic and environmental performance, Dissertation, Berlin.
- Petrakopoulou, F., Tsatsaronis, G., Morosuk, T. ve Carassai, A., 2012. Conventional and advanced exergetic analyses applied to a combined cycle power plant, Energy, 41, 146-152.
- Singh, G., Singh, P., J., Tyagi, V., V. ve Pandey, A., K., 2019. Thermal and exergoeconomic analysis of a dairy food processing plant, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 136, 1365-1382.
- Soni, J. ve Gupta, R., C., 2012. Exergy Analysis of Vapour Compression Refrigeration System with Using R-407C and R-410A, International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), 1,7, 1-12.
- Şöhret, Y., Açıkcalp, E., Hepbaşlı, A. ve Karakoç, T., H., 2015. Advanced exergy analysis of an Aircraft gas turbine engine: Splitting exergy destructions into parts, Energy, 90, 1219-1228.
- Tiwari, P. ve Pandey, P., 2015. Exergy Analysis of Vapour Compression Refrigeration Cycle-a Review, International Journal Of Core Engineering & Management (IJCEM), 2, 9, 181-186.

- Tsatsaronis, G., Kelly, S., O. ve Morosuk, T., 2006. Endogenous and Exogenous Exergy Destruction In Thermal Systems, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, November 05-10, Chicago, USA, 311-317.
- Tsatsaronis, G. ve Morosuk, T., 2012. Advanced thermodynamic (exergetic) analysis, 6th European Thermal Science Conference (Eurotherm 2012), Journal of Physics Conference Series 395, 012160.doi:10.1088/1742-6596/395/1/012160.
- Ukey, R. ve Chaudhary, S., 2012. Exergy Analysis of Domestic Refrigerator With Different Refrigerants, International Journal of Scientific & Engineering Research, 3,7, 1-5, ISSN 2229-5518.
- URL-1, https://tr.wikipedia.org/wiki/Kloroflorokarbon_gazlar%C4%B1, 4 Ocak 2020.
- URL-2, <https://iklim.csb.gov.tr/montreal-protokolu-i-4364>, 4 Ocak 2020.
- Vuckovic, G., D., Vukic, M., V., Stojiljkovic, M., M. ve Vuckovic, D., D., 2012. Avoidable and Unavoidable Exergy Destruction and Exergoeconomic Evaluation of the Thermal Processes in a Real Industrial Plant, Thermal Science, 16, 2, 433-446. doi.org/10.2298/TSCI120503181V.
- Yadav, P. ve Sharma, A., 2014. Exergy Analysis of R134a Based Vapour Compression Refrigeration Tutor, IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE), 73- 77, e-ISSN: 2278-1684, p-ISSN: 2320-334X.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ. ve Coşkun, S., 2002. Soğutma Tekniği ve Uygulamaları, VİPAŞ A.Ş., Bursa, 608 s.
- Yumrutaş, R., Kunduz, M. ve Kanoğlu, M., 2002. Exergy analysis of vapour compression refrigeration systems, Exergy, An International Journal, 2, 4, 266-272.

6. EKLER

Ek 1. Soğutma sisteminin soğutma kapasite hesabı



Soğutma Sistemi Isı Transfer katsayısı

Tavan : 0,23 W/m²°C

Zemin : 0,23 W/m²°C

Sınır duvarı : 0,23 – 0,43 W/m²°C

Bölme duvarı : 0,23 – 0,43 W/m²°C

Güverte Sıcaklığı = 52 °C

Duvar Dış Sıcaklığı = 45 °C

Havalandırma Olmayan Boşluk Sıcaklığı = 32 °C

Havalandırma Boşluğu Sıcaklığı = 27 °C

Makine Dairesi Sıcaklığı = 45 °C

Koridor Sıcaklığı = 32 °C

Ek 1'in devamı

ISI YÜKÜ HESABI

Oda Adı : Etlik ve Balıklık Odası

Oda Sıcaklığı : -18 °C

Oda Hacmi : 10,6 m² , 19,6 m³

A- İletim Kazancı

	m ³		°C		W/ m ² °C		W
Tavan	3,26	x	(52) – (- 18)	x	0,23	=	52
	8,66	x	(27) – (- 18)	x	0,23	=	90
Yan Duvar	7,22	x	(32) – (- 18)	x	0,23	=	83
	10,73	x	(45) – (- 18)	x	0,23	=	155
Bölme Duvarı	8,79	x	(6) – (- 18)	x	0,23	=	53
	5,46	x	(3) – (- 18)	x	0,23	=	27
Zemin	11,92	x	(45) – (- 18)	x	0,23	=	174
						TOPLAM	= 634

B- Emniyet Faktörü % 10 = 63

C- Kapı Sızıntısı 19,6 m³ x 2 / 24 x 54 kJ / m³ = 24

D- İç Isı

Fan Motoru 50 W x 0,86 x 1 / 0,56 = 77

TOPLAM YÜK = 798

Ek 1'in devamı**ISI YÜKÜ HESABI**

Oda Adı : Sebzelik Odası

Oda Sıcaklığı : +3 °C

Oda Hacmi : 9,6 m² , 17,8 m³**A- İletim Kazancı**

	m ³		°C		W/ m ² °C		W
Tavan	3,00	x	(52) – (+2)	x	0,23	=	35
	1,60	x	(32) – (+2)	x	0,23	=	11
	5,66	x	(27) – (+2)	x	0,23	=	33
Yan Duvar	4,63	x	(45) – (+2)	x	0,43	=	86
	7,59	x	(32) – (+2)	x	0,43	=	98
	4,62	x	(45) – (+2)	x	0,43	=	85
Bölme Duvarı	5,46	x	(-18) – (+2)	x	0,23	=	-25
	2,13	x	(8) – (+2)	x	0,23	=	3
Zemin	10,25	x	(45) – (+2)	x	0,23	=	102
						TOPLAM	= 428
B- Emniyet Faktörü	% 10					=	42
C- Kapı Sızıntısı	17,8 m ³	x	3 / 24	x	14,2 kJ / m ³	=	9
D- İç Isı							
Fan Motoru	50 W	x	0,86	x	1 / 0,56	=	77
						TOPLAM YÜK	= 556

Ek 1'in devamı

ISI YÜKÜ HESABI

Oda Adı : Lobi

Oda Sıcaklığı : +8 °C

Oda Hacmi : 3,7 m² , 6,8 m³

A- İletim Kazancı

	m ³		°C		W/ m ² °C		W
Tavan	4,14	x	(27) – (+8)	x	0,23	=	23
Yan Duvar	2,50	x	(32) – (+8)	x	0,43	=	26
	4,16	x	(45) – (+8)	x	0,43	=	66
Bölme Duvarı	8,79	x	(-18) – (+8)	x	0,23	=	-53
	2,13	x	(3) – (+8)	x	0,23	=	-2
Zemin	4,14	x	(45) – (+8)	x	0,23	=	35
						TOPLAM	= 95
B- Emniyet Faktörü	% 10					=	10
C- Kapı Sızıntısı	6,8 m ³	x	6 / 24	x	91,7 kJ / m ³	=	43
						TOPLAM YÜK	= 148

Ek 1'in devamı

TOPLAM ISI YÜKÜ HESABI

	A	B	C	D	TOPLAM (W)
ETLİK VE BALIKLIK	634	63	24	77	798
SEBZELİK	428	42	9	77	556
LOBİ	95	10	43	-	148
TOPLAM	1157	115	76	154	1502

Soğutma Kapasitesi

$$1502 \times 24 / 18 = 2003 \text{ W}$$

Soğutma Makinesi

$$\text{URS-3.0 SSSD} = 3132 \text{ W}$$

Sıcaklık Tutma için Çalışan Saat

$$2003 \times 24 / 3132 = 15,35 \text{ saat / gün}$$

Etlük Odası Soğutucu

$$798 \times 24 / 15,35 = 1248 \text{ W}$$

Sebzelik Odası Soğutucusu

$$556 \times 24 / 15,35 = 869 \text{ W}$$

ÖZGEÇMİŞ

Cihan NACAĞ 1980 yılında Ordu'nun Fatsa ilçesinde doğdu. İlkokulu Fatsa Necati Çetinkaya İlkokulu'nda, ortaokulu Fatsa Anadolu İmam Hatip Ortaokulu'nda tamamladı. Lise öğrenimini Fatsa Atatürk Anadolu Denizcilik Meslek Lisesi'nde tamamladı. 2001 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Gemi Makineleri İşletme Bölümü'nünden mezun oldu. Çeşitli ticari gemilerde 3. ve 2. mühendis olarak uzun yıllar görev yaptıktan sonra, 2014 yılında Ordu Üniversitesi Fatsa Meslek Yüksekokulu Gemi Makineleri İşletme Programı'na Öğretim Görevlisi olarak atandı.2020 yılında Ordu Üniversitesi Fatsa Meslek Yüksek Okulu'na Müdür Yardımcısı olarak atandı. Halen Ordu Üniversitesi Fatsa Meslek Yüksekokulu'nda Müdür Yardımcısı görevini yürütmekte olan Cihan NACAĞ, evli ve 2 kız çocuğu babasıdır.