

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**GEMİ İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNİN
ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ**

HİLMİ AKGÜN

KOCAELİ 2019

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

GEMİ İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNİN ENERJİ
VERİMLİLİĞİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ

HİLMİ AKGÜN

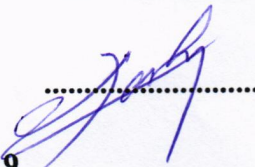
Prof.Dr. İlhan Tekin ÖZTÜRK
Danışman, Kocaeli Üniv.

Prof.Dr. Hakan DEMİR
Jüri Üyesi, Yıldız Teknik Üniv.

Prof.Dr. Hasan KARABAY
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv.


.....


.....


.....

Tezin Savunulduğu Tarih: 01.07.2019

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu çalışmada gemilerde enerji verimliliğinin artırılması kapsamında gemi iklimlendirme sistemlerinde yapılacak iyileştirmeler incelenmiştir. Bu kapsamda örnek bir gemi için soğutma yük hesapları yapılmıştır. Gemide mevcut olan buhar sıkıştırma soğutma sisteminin iyileştirilmesi için enerji geri kazanım sistemi tasarlanmıştır. Gemide mevcut olarak kullanılan buhar sıkıştırma soğutma sistemi yerine makine egzoz enerjisinden faydalanan, LiBr-H₂O akışkan çiftli absorpsiyon soğutma sistemi tasarlanmıştır. Son olarak da enerji geri kazanım sistemi ile beraber absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlanmıştır. Tasarlanan bu sistemlerin termodinamik analizleri ile yatırım maliyet analizleri karşılaştırmaları yapılmıştır.

Bu tez çalışmam sırasından benden yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Prof. Dr. İlhan Tekin ÖZTÜRK'e, aileme, zamanlarından çaldığım sevgili eşim Yeşim AKGÜN'e ve hayatımda olduğu için kızım Duru Mira AKGÜN'e sonsuz minnet ve duygularımı sunarım.

Temmuz 2019

Hilmi AKGÜN

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	iv
TABLolar DİZİNİ	v
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ÖZET.....	viii
ABSTRACT	ix
GİRİŞ	1
1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	5
2. GEMİLERDE ENERJİ VERİMLİLİĞİ.....	11
3. GEMİLERDE SOĞUTMA SİSTEMİ.....	14
3.1. Örnek Alınan Gemide Kullanılan Soğutma Sistemi	14
3.1.1. Soğutma sistemi ana elemanları tanımı ve özellikleri.....	14
3.1.1.1. Kompresör	14
3.1.1.2. Buharlaştırıcı (Evaporatör).....	15
3.1.1.3. Yoğuşturucu (Kondanser)	15
3.1.1.4. Termostatik genişleme valfi (TXV)	15
3.1.2. Örnek alınan gemide kullanılan soğutma sisteminin tanımı	16
3.2. Örnek Alınan Gemide Kullanılan Klima Santralleri.....	16
3.3. Örnek Alınan Gemiye Ait Soğutma Yüğü Hesabı Yapılması.....	18
3.3.1. Tasarım koşulları	18
3.3.2. Örnek bir kamaranın soğutma yüğü hesabı	19
3.3.2.1. Dış duvardan gelen ısı kazancı.....	20
3.3.2.2. Lumbuzlardan güneş ışınımı ve iletim+taşınım ile	
gelen ısı kazancı	23
3.3.2.3. Yan duvarlardan taban ve tavandan olan ısı kazancı	25
3.3.2.4. İnsanlardan olan ısı kazancı	26
3.3.2.5. Aydınlatmadan olan ısı kazancı	27
3.3.2.6. Çeşitli cihazlardan olan ısı kazancı	28
3.3.2.7. Havalandırma için alınan dış havadan olan ısı	
kazancı	28
4. SOĞUTMA SİSTEMİNDE YAPILABİLECEK İYİLEŞTİRMELER	32
4.1. Ortama Alınacak Taze Havanın Enerji Geri Kazanım Cihazından	
Geçirilmesi	32
4.1.1. Isı değıştirgeci çeşitleri.....	33
4.1.1.1. Döner tip ısı değıştirgeçleri (ısı tekerleği).....	33
4.1.1.2. Sabit plakalı tip ısı değıştirgeçleri	33
4.1.1.3. Isı borulu tip ısı değıştirgeçleri.....	33
4.1.1.4. Termosifonlu tip ısı değıştirgeçleri	33
4.1.1.5. Serpantinli tip ısı değıştirgeçleri (kapalı çevrimli).....	34
4.1.2. Havadan havaya ısı değıştirgeçleri karşılaştırılması	34
4.1.3. İklimlendirme sistemi için ısı değıştirgeci seçilmesi.....	35

4.1.4. Seçilen ısı değiştirgecinin maliyet ve işletme hesabının yapılması	39
5. BUHAR SIKIşTIRMALI SOğUTMA SİSTEMİNİN ALTERNATİFİNİN İNCELENMESİ	42
5.1. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi	42
5.2. Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminin Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi İle Karşılaştırılması	43
5.3. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Kullanılacak Olan Akışkan Çifti Özellikleri	44
5.4. Lityum Bromür (LiBr)- Su (H ₂ O) Karışımının Avantaj ve Dezavantajları.....	45
6. GEMİLERDE ATIK ISI KAYNAKLARI.....	47
6.1. Egzoz Gazının Atık Isısının Kullanılabilirliği	49
6.2. Egzoz Gazı Artık Isısı İle Tasarlanan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi.....	50
6.3. Lityum Bromür (LiBr)-Su (H ₂ O) Çevrimi	51
6.4. Lityum Bromür (LiBr)- Su (H ₂ O) Akışkan Çiftli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Termodinamik Analizi	52
6.5. Gemideki Mevcut Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Sisteminin Absorbsiyonlu Sistemle Değiştirilmesi.....	54
6.6. Gemideki Mevcut Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Sisteminin Isı Geri Kazanımı Elde Edildikten Sonra Absorbsiyonlu Sistemle Değiştirilmesi	56
6.7. Gemideki Mevcut Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Sisteminin Absorbsiyonlu Sistemle Değiştirilmesinin Dezavantajları.....	56
6.8. Gemideki Mevcut Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Sisteminin Absorbsiyonlu Sistemle Değiştirilmesi Durumunda Elde Edilecek Kazançlar.....	57
7. GEMİ DİZEL MAKİNELERİ KAYNAKLI EGZOZ EMİSYONLARI.....	60
7.1. Dizel Makinelerde Yanma.....	60
7.2. Dizel Makinelerde Yanma Sonucu Oluşan Emisyonlar ve Zararları	60
7.3. Egzoz Emisyonlarının Zararları	62
7.4. Dünya Deniz Taşımacılığı Egzoz Emisyonlarına Getirilen Kural ve Kısıtlamalar	63
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	65
KAYNAKLAR	69
KİşİSEL YAYIN VE ESERLER	73
ÖZGEÇMİş	74

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Gemi klima santrali genel şeması	17
Şekil 3.2. Soğutma sistemi gaz devresi şeması	18
Şekil 3.3. Komutan kamarasına ait bir şekil.....	20
Şekil 3.4. (a) dış duvar (b) iç duvarlara ait bilgiler	21
Şekil 3.5. Soğutma sistemi kondenser soğutma suyu hattı.....	30
Şekil 4.1. Enerji geri kazanımlı havalandırma sistemi.....	35
Şekil 4.2. Isı değiştirgeçi şematik gösterimi	36
Şekil 4.3. Maliyet grafiği.....	40
Şekil 6.1. Bir gemide kullanılan MAK 8M20C dizel makinesine ait soğutma sistemi.....	48
Şekil 6.2. Tek kademeli absorbsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi.....	50
Şekil 7.1. Düşük devirli dizel motorundan yayılan egzoz emisyonları.....	61
Şekil 7.2. Ulaşım sonucu oluşan yıllık emisyon değerleri.	62

TABLULAR DİZİNİ

Tablo 3.1. Komutan kamarası toplam soğutma yükü.....	29
Tablo 4.1. Isı değiştirgeçlerinin karşılaştırması	34
Tablo 4.2. AHU'lara ait hava değerleri	36
Tablo 4.3. Enerji geri kazanım cihazı maliyetlerini gösterir tablo	40
Tablo 5.1. Absorbsiyonlu soğutma sistemi için ısı kaynakları.....	46
Tablo 6.1. MAK 8M20C dizel motoruna ait su ve gaz çıkış değerleri	48
Tablo 6.2. Çevrimin çeşitli noktalarında ki termodinamik özellikler	55
Tablo 6.3. Sistem elemanlarının ısıl kapasiteleri ve tesir katsayısı	55
Tablo 6.4. Enerji geri kazanımlı sistem elemanlarının ısıl kapasiteleri ve tesir katsayısı.....	56
Tablo 6.5. Yakıt tüketimi	58

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

α	: Genişlik, (m)
b	: Plakalar arası mesafe, (m)
$C_{p,e}$: Egzoz gazı özgül ısısı, (kJ/kgK)
D_h	: Hidrolik çap, (m)
f	: Akış oranı,
F	: Fiyatı, (TL)
G	: Toplam aydınlatma gücü, (W)
H	: Yükseklik, (m)
h	: Entalpi, (kJ/kg)
K	: Toplam ısı geçiş katsayısı, (W/m ² K)
L	: Boyu, (m)
M	: Isı değiştirgeci birim yüzey maliyeti, (TL)
Pr	: Prandtl sayısı,
Re	: Reynold sayısı,
St	: Stanton sayısı,
i	: Faiz oranı,
\dot{m}	: Kütleli debi, (kg/s)
v	: Hacim, (m ³)
\dot{V}	: Dışarıdan alınan taze havanın debisi, (m ³ /h)
n	: Sistem ömrü, (Yıl)
ΔH	: Birim zamanda geri kazanılan enerji miktarı, (W)
\dot{Q}	: Isı enerjisi, (kW)
\dot{W}	: Birim zamanda kompresörün kullandığı iş, (W)
α_i	: İç ısı taşınım katsayısı, (W/m ² K)
α_d	: Dış ısı taşınım katsayısı, (W/m ² K)
ΔT	: Sıcaklık farkı, (°C)
λ	: Isı iletim katsayısı, (W/mK)
ρ	: Havanın yoğunluğu, (kg/m ³)

Kısaltmalar

AÇ	: Amortisman çarpanı
AHU	: Air Handling Unit (Klima Santralleri)
CLF	: Cooling Load Factor (Soğutma yükü faktörü)
CLTD	: Cooling Load Temperature Difference (Soğutma yükü sıcaklık farkı)
COP	: Coefficient of Performance (Performans Katsayısı)
ECA	: Emission Control Area (Emisyon Kontrol Alanı)
EEDI	: Energy Efficiency Design Index (Enerji Verimliliği Dizayn İndeksi)
EID	: Eriyik Isı Değiştirici
GD	: Günlük sıcaklık değişimi farkı
HT	: High Temperature (Yüksek Sıcaklık)
HVAC	: Heating Ventilating and Air Conditioning (Isıtma Havalandırma ve İklimlendirme)

IMO	: International Maritime Organization (Uluslararası Denizcilik Örgütü)
LT	: Low Temperature (Alçak Sıcaklık)
MARPOL	: International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (Uluslararası Denizlerin Kirlenmesinin Önlenmesi Sözleşmesi)
PM	: Partikül Madde
SASA	: Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem
SC	: Gölgeleme faktörü
SCL	: Güneş soğutma yükü faktörü
SEEMP	: A Ship Energy Efficiency Management Plan (Gemi Enerji Verimliliği Yönetim Planı)
STK	: Soğutma Tesir Katsayısı



GEMİ İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNİN ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ

ÖZET

Bu çalışmanın amacı, gemilerde mevcut iklimlendirme sistemlerinin enerji verimliliğinin iyileştirilmesi için öneriler sunmaktır. Bu kapsamda Deniz Kuvvetleri Komutanlığı'na ait bir Lojistik Destek Gemisi incelenmiş olup, gemiye ait iklimlendirme sisteminin soğutma yük analizleri yapılmış ve gemide mevcut sistemde yapılabilecek iyileştirmeler incelenmiştir. Enerji verimliliğinin iyileştirilmesi üç farklı şekilde ele alınmıştır. Bunlardan ilki mevcut iklimlendirme sistemine enerji geri kazanım sistemi tasarlanması yöntemiyle %16,7 enerji tasarrufu sağlanmıştır. İkincisi yöntemde mevcut iklimlendirme sisteminde ki buhar sıkıştırılmalı soğutma yerine, makine egzoz enerjisinin LiBr-H₂O akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılması, termodinamik ve ekonomik analizlerinin yapılması, sonucusu da tasarlanan enerji geri kazanım sisteminin absorpsiyonlu soğutma sistemi ile birlikte kullanılmasıdır. Enerji geri kazanım cihazının detaylı ısıl hesaplamaları yapılmış olup, önerilen iyileştirme yöntemlerinin termodinamik ve ekonomik analizi yapılmıştır. Yapılan analizlerde son yöntem olan enerji geri kazanım ile beraber absorpsiyonlu soğutma sisteminin kullanılması en iyi çözüm yolu olarak elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Absorpsiyonlu Soğutma, Egzoz Emisyonu, Enerji Geri Kazanımı, Gemi İklimlendirme Sistemi.

IMPROVEMENT OF ENERGY EFFICIENCY OF SHIP AIR CONDITIONING SYSTEMS

ABSTRACT

The aim of this study is to provide suggestions for improving the energy efficiency of existing air conditioning systems on ships. In this context, a Logistic Support Vessel belonging to the Navy Command has been examined and the cooling load analysis of the air conditioning system of the ship has been made and the improvements that can be made in the existing system have been examined. Improving energy efficiency has been examined in three different ways. The first of these, 16.7% energy saving was achieved by designing an energy recovery system for the existing air conditioning system. The second method is to use the machine exhaust energy in LiBr-H₂O fluid double absorption cooling system instead of steam compression cooling in the current air conditioning system, thermodynamic and economic analysis, and the last one is to use the designed energy recovery system with the absorption cooling system. Detailed thermal calculations of energy recovery device have been made and thermodynamic and economic analysis of improvement methods has been made. The analyzes, the use of absorption cooling system with energy recovery, which is the latest method, was obtained as the best solution.

Key Words: Absorption Cooling, Exhaust Emission, Energy Recovery, Air Conditioning System of Ship.

GİRİŞ

Deniz taşımacılığı, taşımacılık sektöründe dünyada büyük bir oran teşkil etmekte ve her geçen gün bu oran biraz daha artmaktadır. Dünyada ve ülkemizde taşımacılığın büyük bir bölümünün deniz taşımacılığı ile yapıldığı göz önüne alındığında, artan deniz trafiğinin bir sonucu olarak, bu sektör tarafından çevreye verilen zararların azaltılması, kullanılan enerjinin veriminin artırılabilmesi ve maliyetlerin düşürülebilmesi gibi sorunlara çözümler aramak artık kaçınılmazdır.

Artan maliyetleri, gemilerden yayılan emisyon miktarlarını, çevre ile insan sağlığına olan zararları azaltmak ve enerji verimliliğini arttırmak için uluslar arası örgütlerin yaptığı çalışmalar neticesinde, Uluslar Arası Denizcilik Örgütü (International Maritime Organization-IMO) tarafından Uluslararası Denizlerin Kirlenmesinin Önlenmesi Sözleşmesi (International Convention For The Prevention Of Pollution From Ships-MARPOL) Ek-VI, 1 Ocak 2013 tarihinden itibaren uluslararası denizlerde seyir yapan gemilerde zorunlu hale getirilmiştir.

Bu yaptırımların yanı sıra, deniz taşımacılık filoları da çevreye verilen zararları ve artan maliyetleri azaltmak için farklı arayışlar içerisinde. MARPOL Ek VI. Yönetmeliğin 22. maddesi Gemi Enerji Verimliliği Yönetim Planı (A Ship Energy Efficiency Management Plan-SEEMP) gereğince kullanılan enerji verimliliğinin artırılması, motorin sarfiyatının ve egzoz emisyonlarının azaltılması için çözüm yolları aranmaktadır.

Gemilerin bir yerden başka bir yere seyredebilmesi ve geminin elektrik enerjisinin sağlanması için dizel makinelere ihtiyaç vardır. Gemilerde pervanenin dönmesi için kullanılan dizel makinelere ana makine adı verilirken elektrik enerjisi ihtiyacını karşılayan makineler ise jeneratör olarak adlandırılır.

Gemilerde enerji kaybının büyük bir miktarı ana makinelerden kaynaklanmaktadır. Ana makinelerin soğutma işlemi ve egzoz gazı ile dışarıya atılan enerji yaklaşık olarak üretilen enerjinin %50'sine tekabül etmektedir. Dışarıya atılan bu enerjinin

tekrar kullanılması hem geri kazanım sağlayacak hem de enerji verimliliğini arttıracaktır. Dışarıya atılan bu enerjinin tekrar kullanılması aynı zamanda kullanılan motorin miktarlarını düşürecek ve gemilerden yayılan emisyon değerlerini azaltacaktır.

Gemilerde kullanılan klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin bir elemanı olan kompresörler soğutma sisteminde en çok elektrik enerjisini tüketen elemanlar olduğu göz önünde bulundurulduğunda, kompresör boyutlarını küçültmek ya da hiç kullanmadan soğutma sistemi tasarlanması kullanılan elektrik enerjisini düşürürken yardımcı makinelerde kullanılacak motorin ve üretilecek egzoz emisyonlarını da azaltacaktır.

Bunun için soğutma sistemlerinde dışarıya atılan ortam havasının bir ısı değiştiriciden geçirilerek, içeriye alınan taze havaya ön soğutma işlemi yapıldıktan sonra soğutma sistemine dahil edilmesi hem enerji verimliliğini arttıracak hem de soğutma sistemlerinin küçülmesine imkan sağlayacaktır.

Özellikle elektrik enerji üretimine olanak sağlayan yardımcı makinelerin kullanım saatlerinin azaltılması sonucu egzoz emisyonlarının düşürülmesi ve motorin sarfiyatının azaltılarak maliyetin düşürülmesi için yapılan çalışmaların bir tanesi de gemilerde kullanılan buhar sıkıştırımlı soğutma sistemin yerine absorpsiyonlu soğutma sistemi ile soğutma yapılmasıdır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin en büyük avantajı düşük sıcaklıklarda ki enerji kaynakları ile çalışabilmesidir. Gemilerde bu enerji kaynağı dışarıya atılan egzoz gazı enerjisinden, makine ceket suyu soğutması için kullanılan soğutma suyundan ya da şarj havası kulerinden karşılanabilir. Dışarıya atılan bu üç ısı enerjisi incelendiğinde, içlerinden en büyük ısı enerjisi olan egzoz gazının kullanılması daha doğru bir seçim olacaktır. Dışarıya atılan egzoz gazı enerjisi kullanılarak bir absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlanabilir. Tasarlanan bu sistem sayesinde enerji verimliği artırılırken, egzoz emisyonları düşürülebilir ve motorin sarfiyatı önlenerek maliyetler azaltılabilir.

Bu tez kapsamında, gemi soğutma sistemi olarak Türk Deniz Kuvvetlerine Komutanlığı'na ait bir Lojistik Destek Gemisi'nin klima sistemi incelenecek ve

soğutma yük hesapları yapılacaktır. Bahse konu gemide klasik tek kademeli buhar sıkıştırırmalı bir soğutma sistemi mevcuttur. Bu sistem enerji geri kazanım sistemi kullanıldıktan sonra, ilk hali ile karşılaştırılacak, enerji geri kazanım sisteminin farklı ön soğutma sıcaklıklarında maliyet analizi yapılacaktır. Daha sonra makine egzoz enerjisi kullanılarak tasarlanan absorpsiyonlu soğutma sistemi ile gemide mevcut sistem karşılaştırılacaktır. En son olarak da tasarlanan enerji geri kazanım sistemi ile beraber kullanılacak olan absorpsiyonlu soğutma sistemi termodinamik, maliyet, avantaj ve dezavantajları bakımından incelenecektir.



1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Gemilerde kullanılan yakıt miktarlarını düşürülmesi, çevreye yayılan egzoz emisyon değerlerinin azaltılması için yapılan çalışmalar ve uluslararası kuruluşlar tarafından getirilen düzenlemelerle beraber gemilerde enerji verimliliğini arttırmak için uygulanan yöntemler hakkında çalışmalar bulunmaktadır. Bunlardan bazıları, iklimlendirme sistemlerinde yapılabilecek iyileştirmeler ve gemilerden dışarıya atılan atık ısıların tekrar kullanılmasına yöneliktir. İklimlendirme sistemlerinin iyileştirilmesi için yapılan çalışmalar, enerji geri kazanım cihazları kullanımı ve klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri yerine absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin kullanılmasıdır. Bu konularla ilgili deneysel ve teorik olarak literatürde birçok araştırma bulunmaktadır. Bu çalışma kapsamında kullanılan kaynaklardan bazıları aşağıda sunulmuştur.

Uluslararası Denizcilik Örgütü (International Maritime Organization-IMO) tarafından Uluslararası Denizlerin Kirlenmesinin Önlenmesi Sözleşmesi (International Convention For The Prevention Of Pollution From Ships-MARPOL) Gemilerden kaynaklanan hem bölgesel hem de küresel hava kirliliği sebebi ile SO_x, NO_x, VOC emisyon yayılımlarını azaltmak ve sınırlama getirmek için IMO MARPOL Ek-VI' da Emisyon Kontrol Alanı (Emission Control Area- ECA) adı altında özel bölgeler ilan etmiştir. 1 Ocak 2013 tarihinden itibaren bu alanlarda seyir yapacak gemilerden çevreye atılacak olan emisyon limitleri belirlenerek sınırlama getirmiştir.

MARPOL Ek-VI. Yönetmeliğin 21. Maddesi gereği Enerji Verimliliği Dizayn İndeksi (Energy Efficiency Design Index- EEDI) gemilerden yayılan emisyonların düşürülmesi için kullanılan yakıt miktarının azaltılması ve gemilerde enerji verimliliğini arttırıcı önlemler alınması gerektiğini ön görmüş ve bunlar belli başlıklar altında toplanmıştır.

MARPOL Ek-VI. Yönetmeliğin 22. maddesi Gemi Enerji Verimliliği Yönetim Planı (A Ship Energy Efficiency Management Plan-SEEMP) gemilerde enerji

verimliliğinin artırılması çalışmaları yapmış ve bu çalışmaları belli başlıklar altında toplamıştır.

Tao Cao ve diğerleri (2015), dünyada ki sınırlı enerji kaynağı ve yüksek enerji maliyeti nedeniyle yakıt tüketimini azaltmak, enerji verimliliğini artırmak ve iklim değişikliği ile yayılan emisyon kurallarında ki düzenlemeler nedeniyle küresel CO₂ emisyonlarının azaltılması için gemilerde araştırmalar yapmıştır. Bu nedenle, gemide atık ısı ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlayarak modellemiş ve simüle etmişlerdir. Tasarlanan sistemi buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi ile karşılaştırmış ve atık ısı ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin yakıt tüketiminin ve CO₂ emisyonunun, ilk haline kıyasla %62 daha az olduğu ve daha sıcak koşulların yakıt tasarrufu ve CO₂ emisyonunun azaltılması lehine olduğu sonucuna varılmıştır.

Dig Vijay Singh ve Eilif Pedersen (2016), gemilerde çevreye verilen atık ısıyı geri kazanım sistemi ile kullanarak organik rankine çevrimi tasarlamış ve elektrik üretimi sağlamıştır. Deniz araçlarında elektrik üretimi için kullanılan yakıtın sadece %50 si elektrik enerjine dönüştüğünü görmüşler ve elektrik üretmek amacıyla makinelerden dışarıya atılan ısı enerjisini kullanarak, elektrik enerjisi üretmişlerdir. Atık ısı enerjisini iki zamanlı bir dizel makineden alarak kullanmışlar ve thermo elektrik jeneratör sistemi tasarlamışlardır.

Larsen Ulrik ve diğerleri (2014), denizcilik sektöründe yakıt harcamalarını azaltmak ve daha sıkı olan emisyon kurallarına uyum sağlamak için enerji geri kazanım hakkında çalışmalar yapmışlar ve atık ısı enerjisi kullanılan organik rankine çevrimini, kalina çevrimi ile kıyaslamışlardır. Aynı zamanda bu çevrimleri MATLAB programında modelleyerek çevresel etkileri, verimlilik ve güvenlik konusunda incelemeler yapmışlardır.

Sirinivas Garimella ve diğerleri (2011), bir gemide buhar sıkıştırma çevrimi analiz etmişler ve bunun yerine LiBr-H₂O akışkan çiftli absorpsiyonlu çevrimi ve kaskadlı iki kademeli soğutma çevrimi tasarlamışlardır. Kaskadlı soğutma sistemin performansını analiz etmek için bir termodinamik model geliştirmişler ve çeşitli çalışma koşullarında sistemin performansını bulmak için parametrik analizler yapmışlardır. Kaskadlı sistemin performansının buhar sıkıştırma çevrime göre yüksek COP sergilediği görmüş ve eşdeğer bir buhar sıkıştırma sistemi ile

karşılaştırıldığında, %31'e kadar daha az elektrik harcadığı sonucuna varmışlardır.

Ouadha Ahmed (2013), yakıt fiyatları yükseldikçe, deniz dizel motorları üreticileri enerji verimliliği hakkında çalışmalar yaptığını ve makinelerin verimini arttırmak için atık ısı enerjisinin kullanılmasına yönelik çalışmalar yapmıştır. Bu kapsamda atık ısı enerjisi ile tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlamış ve termodinamik analizini yapmıştır. Yapılan bu absorpsiyonlu soğutma sistemin dizel makinelerinin verimini arttırdığı, daha az yakıt tüketimi ve daha az egzoz emisyonu sağladığını göstermiştir.

Alarco Carrier tarafından yayınlanan bültende, havadan havaya geri kazanım sistemleri, döner tip ısı değiştirgeçleri, sabit plakalı ısı değiştirgeçleri, ısı borulu ısı değiştirgeçleri, termosifonlu ısı değiştirgeçleri, serpantinli ısı değiştirgeçleri incelenmiştir. İncelenen ısı değiştirgeçleri, hava akış düzenlemesi, cihaz kapasite aralığı, ısı aktarım tipi, uygun yüzey hızı, tipik tasarım hızı, basınç düşmesi, tipik tasarım basınç düşümü, sıcaklık aralığı, üstünlükleri, sınırlandırmalar olarak ayrı ayrı karşılaştırılmış ve bir tablo halinde sunulmuştur.

Akman Mehmet (2016) yapmış olduğu çalışmada, kimyasal/ petrol tankerinin ana makinesinin atık ısının analizini yapmış ve farklı atık ısılarla Organik Rankine Çevrimi (ORC) modelleri oluşturmuş, oluşturduğu bu modellerin termodinamik analizini yapmıştır. Yapmış olduğu modellemelerle geminin seyir elektrik yükünün karşılanması hedeflemiştir. Geminin ana makinesinden kaynaklı atık ısıları, soğutma (ceket) suyu, şarj havası ve egzoz gazı olarak incelemiştir. Son model olarak üç atık ısı kaynağı tek bir ORC modeli için birleştirilmiştir.

Başhan Veysi (2015) yapmış olduğu çalışmada, Kyoto Protokolü kapsamında hidrokarbonlu yakıt ile çalışan enerji sistemlerinde karbon salınımını azaltmayı hedeflemiş ve bu kapsamda gemilerde kullanılan yakıt miktarını düşürmek için araştırmalar yapmıştır. Gemilerde enerji tüketen bileşenlerden bir tanesi olan soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde iyileştirme çalışmaları için soğutma sistemlerinde kullanılan kompresörün sabit devir yerine değişken devirlerde çalışmasının yakıt tasarrufu sağladığını ve dolayısı ile egzoz emisyonlarını düşürdüğünü göstermiştir.

Güneş Ümit (2013) yapmış olduğu çalışmada, gemilerdeki işletme maliyetlerinin büyük bir kısmını oluşturan yakıt masrafları düşürmek egzoz gazından çevreye salınan toplam CO₂, NO_x ve SO_x emisyonları miktarını azaltmak için çalışmalar yapmıştır. Bu kapsamda gemilerde kullanılmakta olan aşırı doldurma, güç türbin jeneratörü, buhar türbin jeneratörü ve kombine atık ısı geri kazanım yöntemleri teknik ve ekonomik açıdan incelemiştir. Aynı zamanda Organik Rankine Çevrimi sisteminin gemilerde uygulanabilme potansiyeli incelemiştir.

Baheramsyah ve diğerleri (2017) yapmış olduğu çalışmada, bir kargo gemisinin imkanlarını incelemiş ve kargo ambarlarında yüksek nem oranından korunmak için kurutucu sistemi tasarlamış ve havayı kurutmuş, aynı zamanda gemide atık ısı enerjisi kaynaklı ısıtma ve soğutma sistemi tasarlamıştır. Tasarlamış olduğu bu sistemlerin elektrik enerji ihtiyacını gemiye koyulacak güneş panellerinden karşılamıştır.

Eraslan Türker (1988) çalışmasında, gemilerde kullanılan iklimlendirme sistemlerini incelemiş ve termodinamik analizlerine girmeden iklimlendirme sistemlerini etkileyen faktörleri ve kara tesislerinde kullanılan sistemlerle farklarını karşılaştırmışlardır. Kanal sistemleri çeşitleri kanal tiplerinde ki kayıpları, ses kriterleri, yaz ve kış mevsimleri işletme şartları, ısı kaybı ve kazançlarını hesaplayarak sistem için gerekli ısıtma ve soğutma yükünü hesaplamışlardır.

Koçal Tarık (2012) çalışmasında, gemilerin çalışma şartlarından kaynaklı sürekli hareket halinde olmalarından, dış ortam şartları devamlı değiştiğini ve bu değişik ortamlarda bulunma ihtiyacının iklimlendirme sistemlerinde kullanılan kontrol sistemlerin önemini arttırdığına değinmiş ve inceleme yaptığı gemide matematik modellemesini kurup sistemin PID kontrollü simülasyonunu yapmış ve sonrasında geminin HVAC sistem performansının değerlendirmiştir.

Kayfeci Muhammet ve diğerleri (2009) yapmış oldukları çalışmada, taşıtlarda kullanılan soğutma sistemlerine alternatif olarak egzoz sisteminden dışarıya atılan ısı enerjisini kullanarak bir absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlamış ve bu sistemin avantaj ve dezavantajlarını incelemiştir.

Horuz İlhami (1990) araştırmasında, buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi ile absorpsiyonlu soğutma çevrimini ve farklı akışkan çiftlerini karşılaştırmış aynı zamanda termodinamik bağıntılarını çıkarmıştır.

Balcı Cüneyt (2011) çalışmasında, egzoz gazı enerjisiyle çalışan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ absorpsiyonlu soğutma sistemiyle taşıt kabininin iklimlendirilmesi konusunda araştırmalar yapmıştır. Araştırmasında vardığı sonuçlara göre, araç iklimlendirmesinde egzoz gazından yararlanarak, düşük kapasiteli absorpsiyonlu sistemlerle, araçların normal soğutma sistemini sağlayabileceğini aynı zamanda otobüs ve kamyon gibi büyük araçlarda, gıda ve su soğutması amacıyla kullanabileceğini göstermiştir.

Görgülü Bulut (2013) çalışmasında, atık ısı kaynaklı çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmış atık ısı olarak bir endüstriyel tesisten atılan ısı enerjini kullanmıştır. Tesisin tutkal odaları veya proses işlemlerin soğutulmasında $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemi kullanmış sistemin performans katsayı, elemanların farklı sıcaklıklar da COP karşılaştırması ve ekserji analizi yapmıştır.

Küçük Fatma (2016) çalışmasında, atık ısı kaynaklı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizini bir bilgisayar programı kullanarak yapmış absorpsiyonlu çevrim için endüstriyel tesislerde baca gazından çıkan atık ısıyı kullanmıştır. Amonyak su eriyiğinin termodinamik özelliklerinin belirlenmesi için literatürde kullanılan matematiksel denklemlerden yararlanmış ve tasarladığı sistemin COP değerlerini hesaplamıştır.

Cimşit Canan (2009) yapmış olduğu çalışmada, absorpsiyonlu buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma çevrimlerinin termodinamik ve termoeconomik analizini incelemiş, bu kapsamda örnekler sunmuş, kaskad soğutma sistemleri ile buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemlerini karşılaştırdığında ve yapmış olduğu örnek uygulamada kaskad soğutma sisteminin %48 ila %52 arasında daha az elektrik kullandığını göstermiştir.

Kaynaklı Ömer ve Karadeniz Yaman (2003) yapmış oldukları çalışmada, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin iyileştirilmesi için

çalışmalar yapmış bu kapsamda farklı akışkan çiftleri için termodinamik analizler yaparak, her iki sistemi, performans, farklı ısıtıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve soğurucu sıcaklarında karşılaştırmıştır. Bu karşılaştırmada her iki sisteminde performansının ısıtıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artmasıyla arttığını, yoğuşturucu ve soğurucu sıcaklıklarının artmasıyla azaldığını aynı zamanda H₂O-LiBr akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performansının daha iyi olduğunu göstermiştir.

Öztürk Tekin İlhan (2011) çalışmasında, binalarda yalıtımın ısı konfora ve enerji verimliliğine olan etkisini incelemiştir. Binaların ısı kaybeden ve kazanan yüzeylerinden yapılabilecek iyileştirmelerin yanında, yalıtımın dışında kalan iyileştirmeler kapsamında tüketilen enerji kaynaklarını azaltmak için enerji geri kazanım cihazları kullanımını ve enerji geri kazanım cihazlarının çeşitlerini incelemiştir.

Öztürk İlhan Tekin ve Karabay Hasan (2003) çalışmasında, bir binanın iklimlendirme sisteminin incelemiş ve sistemin iyileştirmesi için alınabilecek enerji tasarruf tedbirlerini göz önüne sermiştir. Bu kapsamda, plakalı bir ısı geri kazanım cihazı kullanılması sonrasında oluşacak kazançlar ve kayıpları araştırarak kullanılacak plakalı tip ısı geri kazanım cihazının seçimini, termoeconomik olarak değerlendirmişler ve örnek bir uygulama yaparak en uygun egzoz havası sıcaklık çıkış değerini elde etmişlerdir.

Kaya Yasin ve Erginer Kadir Emrah (2017) çalışmalarında, gemilerde enerji verimliliğini arttırmak ve zararlı gaz salınımlarını azaltmak için dokuz uzman katılımcıyla beraber bir odak çalışması gerçekleştirmişlerdir. Gemicilik sektöründe artan maliyetleri azaltmak ve enerjiyi etkin bir şekilde kullanmak için gemi tasarımı alternatifleri, operasyon gereklilikleri, sevk ve pervane sistemlerinde yapılabilecek iyileştirmeler, salınım ve partikül tutma yöntemleri, alternatif yakıtlar, alternatif enerji kullanımları başlıkları altında inceleme yapmışlardır.

Appollonia Jessica (2006) yapmış olduğu çalışmada, Amerikan Cutter Sınıfı Sahil Güvenlik gemisinin soğutma sistemini incelemiş, soğutma yük hesaplarını yapmış iç hava kalitesi için araştırmalar yapmış ve kullanılan sistemin değerlerini ASHRAE ile kıyaslamıştır.

2. GEMİLERDE ENERJİ VERİMLİLİĞİ

Dünya deniz ticaret filosunda ki gemi sayısı her geçen gün artmaktadır. Artan bu gemi sayısına bağlı olarak, gemilerin tükettikleri yakıt miktarları, çevreye verdikleri zararlar ve egzoz emisyon salınımları da gemi sayılarıyla orantılı bir şekilde artmaktadır. Deniz taşımacılığında kaynaklanan emisyonlar 2000 ve 2050 yılları arasında %110 miktarında artmaya devam edecektir [16]. Artan bu gemi sayısı neticesinde gemilerin tükettikleri yakıt miktarlarını azaltmak, egzoz emisyonlarını düşürmek ve enerji verimliliğini arttırmak için bazı çalışmalar yapılması zorunlu hale gelmiştir.

Bu çalışmaların yanı sıra, deniz taşımacılık filoları da çevreye verilen zararları ve artan maliyetleri azaltmak için farklı arayışlar içerisindedir. Kullanılan enerji verimliliğinin artırılması, motorin sarfiyatının ve egzoz emisyonlarının azaltılması bunların en önemlilerindedir.

Bu konularla ilgili uluslararası kuruluşlar çalışmalar yapmış ve bu çalışmalar neticesinde, Uluslararası Denizcilik Örgütü (International Maritime Organization-IMO) tarafından, Uluslararası Denizlerin Kirlenmesinin Önlenmesi Sözleşmesi (International Convention For The Prevention Of Pollution From Ships-MARPOL) Ek-VI, 1 Ocak 2013 tarihinden itibaren uluslararası denizlerde seyir yapan gemilerde zorunlu hale getirilmiştir.

MARPOL Ek-VI. Yönetmeliğin 22. maddesi Gemi Enerji Verimliliği Yönetim Planı (A Ship Energy Efficiency Management Plan-SEEMP) gereğince kullanılan enerji verimliliğinin artırılması çalışmaları dört ana başlık altında toplanmıştır [44].

Gemi tasarımı uygulamaları başlığı altında, gemi ana boyutlarının optimizasyonunun yapılması, hafif yapılı gemilerin inşası, gemi boyutunun büyütülmesi, balast azaltmak, gemi kış tarafı tasarımı, gemi gövdesindeki pervane boşlukları nedeniyle oluşan direncin minimize edilmesi, tekne altını hava kabarcığı ile yağlama tekniği yapılması, sevk ve pervane sistemleri başlığı altında, ters dönüşlü pervanelerin itici

tahrik sistemi olarak kullanılması, pervane-tekne etkileşimi optimizasyonu yapılması, geliştirilmiş pervane kanatları kullanılması ve pervane verimlilik ölçümü,

Makine teknolojisi başlığı altında, hibrit yardımcı güç üretimi kullanımı, yakıt tipi değişimi, atık ısıdan enerji geri kazanımı, common rail (ortak hat) uygulaması, gemilerde güç yönetimi uygulaması ve otomasyon sistemleri,

Operasyon ve bakım-tutum başlığı altında, yakıt ve katkı maddeleri kullanılması, limanlarda operasyon sürelerinin düşürülmesi, pervane yüzeyi temizleme/parlatma işlemleri, tekne yüzeyi kaplama işlemleri, makine operasyonlarında yük optimizasyonu yapılması, gemi hızının düşürülmesi, seyir planlamada hava koşullarının göz önünde bulundurulması, gemi trimi ayarlanması, oto pilot ayarları yapılması, planlı bakım tutumun yapılması ve gemi tekne temizliği yapılmasıdır [38,44].

Gemilerden kaynaklanan hem bölgesel hem de küresel hava kirliliği sebebi ile SO_x, NO_x, VOC emisyon yayılımlarını azaltmak ve sınırlama getirmek için IMO MARPOL Ek-VI' da Emisyon Kontrol Alanı (Emission Control Area- ECA) adı altında özel bölgeler ilan edilmiştir. 1 Ocak 2013 tarihinden itibaren bu alanlarda seyir yapacak gemilerden çevreye atılacak olan emisyon limitleri belirlenerek sınırlama getirilmiştir.

Gemilerden yayılan emisyonların düşürülmesi için halihazırda kullanılan yakıtlarda ki kükürt değerini düşürmekten başka etkin bir yöntem bulunmadığından, gemilerde enerji verimliliğini arttırıcı önlemler alınması gerektiği görülmüştür. Bu arayışlar sonucunda gemiler için Enerji Verimliliği Dizayn İndeksi (Energy Efficiency Design Index- EEDI) tanımlanmıştır [45].

Şirketler tarafından işletilen geminin verimli işletilip işletilmediğinin kontrolü için ayrıca Enerji Verimliliği Operasyon İndeksi (Energy Efficiency Operation Index- EEOI) tanımlanmıştır [46].

Gemilerin işletme giderleri incelendiğinde, yakıt tüketimi bu giderlerinin toplamının yaklaşık %60'ını oluşturmaktadır [16]. Yakıtın oluşturduğu maliyetleri azaltmak için denizcilik filoları IFO180 ve IFO380 gibi çok yüksek viskoziteli ancak ucuz yakıtları

kullanmaktadır. Bu yakıtlar kullanıldığında MARPOL'un getirdiği kısıtlamalar sonucunda, gemiler ECA bölgeleri gibi özel alanlarda seyir yapamamaktadır. Önümüzde ki yıllarda bu özel bölgelerin artacağı göz önünde bulundurulursa ve bu bölgelerde seyir yapabilmek için viskozitesi düşük ve kükürt oranı düşük yakıtlar kullanılacağı varsayılırsa işletme maliyetlerinin artması kaçınılmazdır.

Artan bu işletme maliyetlerini düşürmek için "HVAC (Heating Ventilating and Air Conditioning) sistemlerinin etkinlik katsayılarının arttırılmasına yönelik çalışmalar, gemilerde enerji verimliliğini yükselmesine olanak sağlayacaktır. Bu husus özellikle soğutma yükü yüksek olan yolcu gemilerinde daha fazla bir kazanım sağlayacaktır [5].



3. GEMİLERDE SOĞUTMA SİSTEMİ

İklimlendirme sistemleri kapalı ortamlarda çalışan insanlar için oldukça önemli sistemlerdir. Ancak gemilerde bu sistem daha da önemlidir. Çünkü gemilerde çalışan personel seyir esnasında 24 saat üzerinden çalışır ve iklimlendirme sistemleri gemilerin çalıştığı farklı çevre koşullarına uyum sağlayabilmelidir. İklimlendirme işlemi, iklimlendirmesi yapılacak ortamın sıcaklığını ve nemini kontrol altında tutmakla birlikte, taze hava temini ve havanın dezenfeksiyon işlemlerinin yapılmasını da kapsar.

İklimlendirme olayını yaz ve kış iklimlendirmesi olarak iki durum için değerlendirilmelidir. Son olarak klima sisteminden, gerekli olan havanın hareketini, taze hava ihtiyacını, kirli havanın atılması ve havanın tozlardan ve zararlı bakterilerden arındırma işlemlerini de gerçekleştirmesi beklenmektedir.

3.1. Örnek Alınan Gemide Kullanılan Soğutma Sistemi

Gemide basit tek kademeli bir buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi kullanılmaktadır. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi bilindiği üzere iki ana bölümden oluşmaktadır. Bu iki ana bölümü alçak ve yüksek basınç bölümleri olarak sınıflandırabiliriz. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi dört ana eleman ve yardımcı elemanlardan oluşur. Dört ana elemanı, kompresör, kondenser, evaporatör ve genişleme valfi olarak sınıflandırılırken, yardımcı elemanlarsa kullanılan sistemden sisteme değişiklik gösterebilir.

3.1.1. Soğutma sistemi ana elemanları tanımı ve özellikleri

3.1.1.1. Kompresör

Buharlaştırıcıda soğutma işlemini gerçekleştirmiş olan soğutucu gaz buharlaşır. Kompresör, soğutucu akışkanı emerek sıkıştırıp yüksek basınçta kızgın gaz haline getirerek yoğuşturucuya basan elemandır. İncelenen soğutma grubumuzda 6 silindirli, yağlama yağı pompası üzerinde yağ gözetleme camı bulunan yarı hermetik

kompresör kullanılmıştır. Kompresör üzerinde emiş ve basma vanaları mevcuttur ve bir kompresörün gücü 29,2 kW (40 HP) olup sistemde toplam 3 adet kompresör vardır.

3.1.1.2 Buharlaştırıcı (Evaporatör)

Buharlaştırıcı, genişleme vanasından çıkan soğutucu akışkanı alçak basınç ve sıcaklıkta buharlaştıran borulu ısı değiştirgeci şeklinde imal edilmiş üründür. Sistemde kullanılan buharlaştırıcı, 3 geçişli olarak imal edilmiştir. Bakır boru içerisinde soğutucu akışkan, dışında ise soğutulan su dolaşmaktadır. Sistemde bir adet bulunmaktadır.

Kapasitesi 382 kW'dir. Evaporatör sıcaklığı 3 °C'dir. Basınç kaybı 20-60 kPa arasındadır. Kullanılan gaz, R407C' dir. Evaporatör pompası 60 m³/h ve her bir soğutma grubuna ait Standart marka 2 adet pompa bulunmaktadır.

3.1.1.3. Yoğuşturucu (Kondanser)

Yoğuşturucu ile soğutucu gazın buharlaştırmacıdan almış olduğu ısı üzerine kompresördeki sıkıştırma işlemi sırasında oluşan ısı soğutma sisteminden atılır. Bu işlem sonrasında tekrar genişletirilerek buharlaştırmacıdan ısı alabilecek hale gelir. Suyun basınç düşümü, yoğuşturucu seçiminde önemlidir. Diğer önemli bir konuda yoğuşturucunun sistem çalışırken gerekli olan aşırı soğutmayı (subcooling) sağlayabilmesidir. Boruların içerisinde deniz suyu, dışında ise soğutucu akışkan dolaşmaktadır. Yoğuşturucu kapasitesi 150 kW ve sistemde 3 adettir. Yoğuşturucu sıcaklığı 35°C'dir. Basınç kaybı 10-60 kPa'dır. Soğutma grubunda, Standart marka 2 adet pompa bulunmakta ve her bir kondenser pompasının kapasitesi 80 m³/h'dır. Yoğuşturucu üzerinde ayrıca katodik koruma amaçlı tutya bulunmaktadır.

3.1.1.4. Termostatik genişleme valfi (TXV)

Soğutma sisteminde buharlaştırıcı girişinde, sıvı devresi üzerinde bulunur. Termostatik genişleme valfi, soğutucu çıkışındaki emiş devresi üzerine takılmış olan kuyruğu sayesinde superheat değerini kontrol eder. Amacı buharlaştırmacıya giren soğutucu akışkan miktarını ayarlamaktır. Yani buharlaştırmacı ısı kapasitesini ayarlar. Dıştan dengeleme boruludur ve üzerinde kapasite (superheat) ayar vidası bulunur.

3.1.2. Örnek alınan gemide kullanılan soğutma sisteminin tanımı

Soğutma sisteminin, soğutma kapasitesi 382 kW'dır. Kullanılan kompresör tipi, semi-hermatik modeli ise 06 EA599 M/N'dir. Kullanılan devre sayısı üç olarak tasarlanmıştır ve bu devreler A devresi, B devresi ve C devresi olarak adlandırılmıştır. Sistemde ki kompresör sayısı, A devresi için 1, B devresi için 1 ve C devresi için 1 ve toplamda 3 adettir. Kullanılan gaz tipi R 407C'dir. Kullanılan yağ tipi polyester yağ olup, miktarı, A devresi için 9 litre, B devresi için 9 litre, C devresi için 9 litre ve toplamda 27 litredir. Sistemin çalışma voltajı 380V /3 faz / 50Hz'dir. Boyutları ise UzunlukxGenişlikxYükseklik 2600mmx1200x1800mm'dir.

İncelenen gemide bulunan soğutma sisteminin fiyatı yaklaşık olarak 272000 liradır. (24 Mayıs 2019 tarihinde Merkez Bankası kurunda 1 Euro 6,8 liradır)

3.2. Örnek Alman Gemide Kullanılan Klima Santralleri

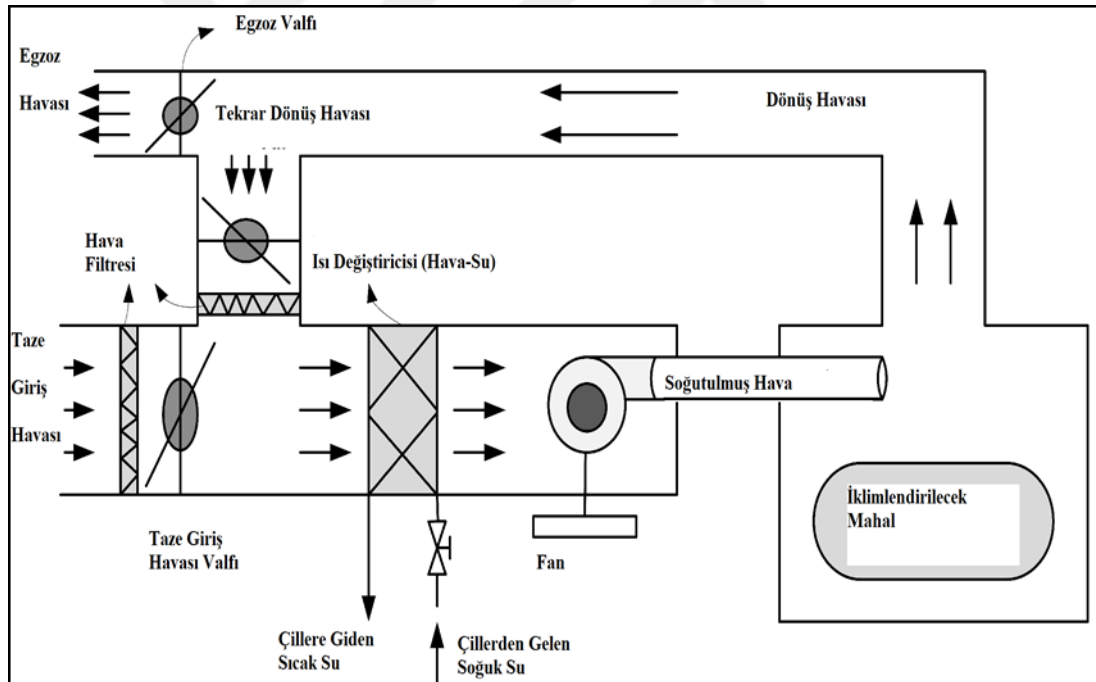
Havalandırma sistemleri, ortamdaki hava kalitesini sağlamak amacıyla, mahalde ki kirli havayı almak ve taze havayı beslemekle beraber, yollanan havanın filtre edilerek, tozlardan, mikro organizmalardan ve diğer zararlı partikül maddelerden temizlemelidir.

Bunlarla beraber gemilerde havalandırma sistemleri tasarlanırken, personel sağlığını da göz önünde bulundurması gerekir. Yani havanın konfor bölgesi standartlarında olması gerekmektedir. Havanın konfor bölgesinde olması için sıcaklık değerinin olduğu kadar nem değerinin de büyük bir önemi vardır. Ortamdaki hava içinde ki nemin yeteri kadar olması gerekmektedir. Havadaki nem oranının ne çok az nede çok fazla olması istenmez. Eğer hava içerisinde ki nem oranı çok düşükse yani bu değer %25'lerin altında olursa insanlarda bazı şikayetlere neden olabilir. Havada bulunan düşük nem oranı, burunda, göz tabakasında, saçlarda, derimizde kurumalara ve kuruluk hissi oluşmasına neden olur. Havada ki nem oranının düşmesi kış aylarında meydana gelmektedir. Kış aylarında dışarıdan aldığımız havayı sadece ısıtarak mahallere verirsek, mahallerde ki havanın nemini azaltmış oluruz. Bu nedenle kış aylarında iklimlendirme sistemlerinde havayı nemlendirme yaparak, sisteme vermemiz gerekir [8].

Havada ki nem oranı %70 üzerine çıkarsa bu kez de mantar üreme riski ortaya çıkar bu yüzden iklimlendirmesi yapılacak ortamlarda nem oranı %70 üzerine çıkmasına müsaade edilmez.

Yapılan bir araştırmada, Amerikan Sahil Güvenlik'e ait bir gemide kurulan iklimlendirme sistemi incelenmiş ve havada ki nem oranının %25 ila %60 arasında olması insan sağlığı açısından en uygun yaşam şartlarını oluşturduğu değerlendirilmiştir [34].

Havada bulunan nem miktarı kadar bir diğer önemli olan husus da mahallere basılacak olan havanın filtrelenmesidir. Bu şartlar göz önünde bulundurulduğunda incelenen gemide Alarko Carrier marka, 39HQ06.06 model 6 adet klima santrali (AHU) kullanıldığı görülmüştür. Bahse konu klima santralin de G4 tipi filtreleme sistemi vardır.

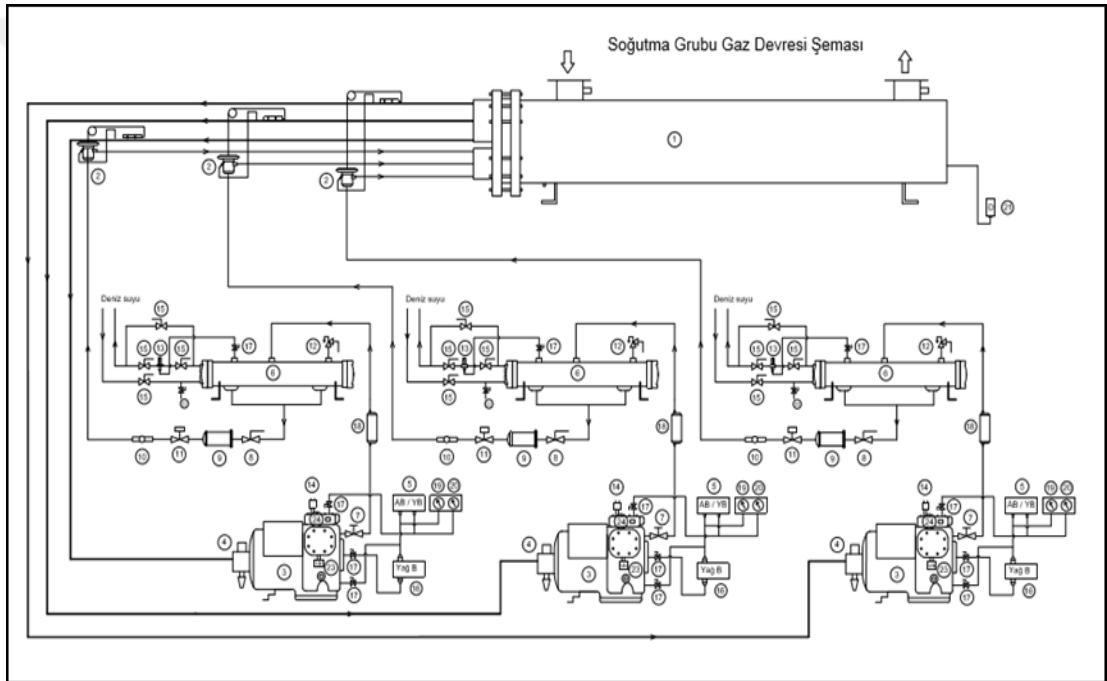


Şekil 3.1. Gemi klima santrali genel şeması.

Şekil 3.1.' de görüldüğü üzere gemilerde iklimlendirilecek mahallerde ki, sıcak ve nemli olan hava, fan ve kanallar vasıtasıyla emilir. İklimlendirilecek mahallerden emilen bu havanın bir kısmı egzoz havası olarak dışarıya atılırken, bir kısmı da dışarıdan alınarak filtrelenen temiz hava ile karıştırılır ve bir karışım havası oluşturur. Oluşan bu karışım havasını içerisinde çiller tarafından soğutulmuş tatlı su

bulunan kanalların üzerinden geçirerek soğutulması istenen mahalle bir fan vasıtasıyla basılır. Mahalle basılan soğutulmuş hava, mahalde bulunan hava üzerinde ki ısıyı ve nemi alarak ısınır, ısınan bu hava dönüş havası olarak tekrar iklimlendirilen mahalden emilir.

Karışım havası üzerinde ki ısı, içinde soğutulmuş su dolaşan kanallar tarafından emilir ve yoğunlaşır. Yoğunlaşarak su haline gelen yoğunlaşma suyu, dreynler vasıtası ile ortamdan atılır. Bu işlem sırasında kanallarda dolaşan, çiller tarafından soğutulmuş suda ısınır. Isınan su soğutulması için tekrar çillere gönderilir. Soğutma sistemine ait gaz devresi şeması Şekil 3.2.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Soğutma sistemi gaz devresi şeması.

3.3. Örnek Alınan Gemiye Ait Soğutma Yüğü Hesabı Yapılması

Bir gemide soğutma yükü hesaplanmasına başlanmadan önce tasarım koşulları belirlenmelidir. Bu şartlar soğutma sistemi incelenen gemide aşağıda olduğu gibidir.

3.3.1. Tasarım koşulları

Tasarım koşulları olarak, dış hava sıcaklığı 50 °C, dış hava bağıl nemi %28, deniz suyu sıcaklığı 32 °C, iç hava sıcaklığı 25 °C, iç hava bağıl nemi %50 olarak alınmıştır.

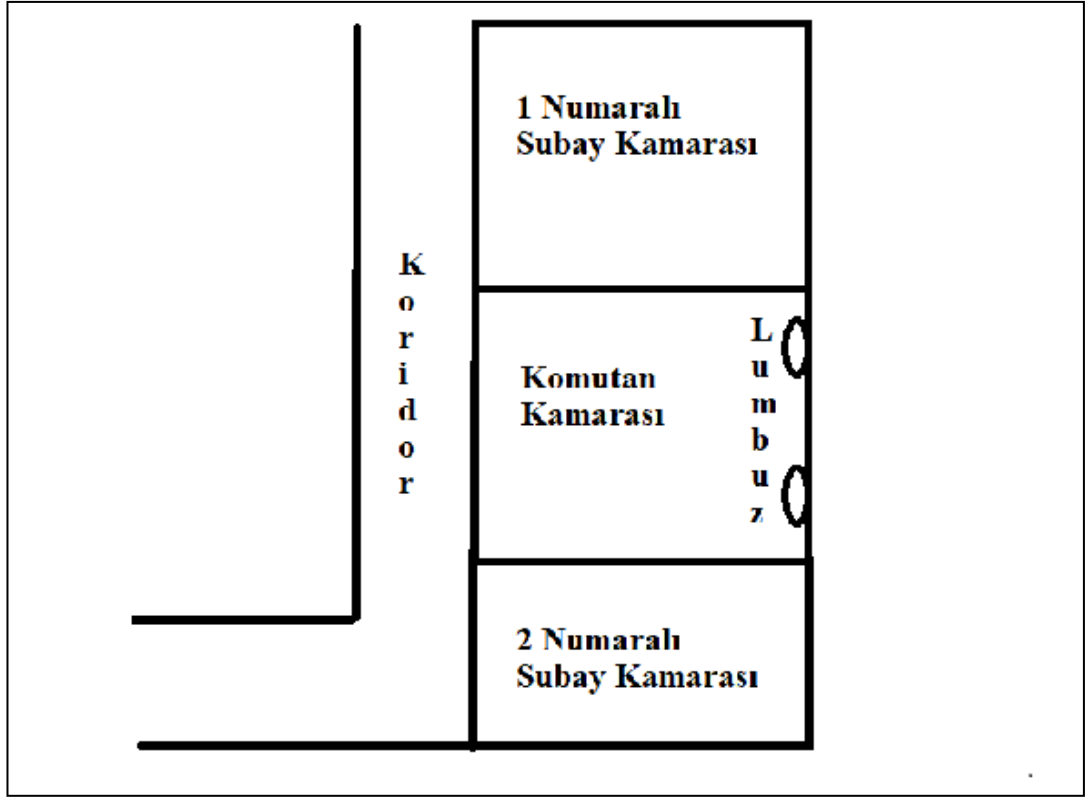
3.3.2. Örnek bir kamaranın soğutma yükü hesabı

Amerika Sahil Güvenliğine ait bir gemi için soğutma yüklerinin incelendiği bir tez kapsamında soğutma yük hesaplarının gemiler için iki yöntemle yapıldığı ve bu iki farklı yöntemle yapılan hesaplamaların birbirine yakın değerler olduğu gösterilmiştir. Bu yöntemlerden ilki Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Derneği (ASHRAE, The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) soğutma Yükünü kullanarak sıcaklık farkı (CLTD, Cooling Load Temperature Difference) yöntemi ve bir diğeri ise Deniz Mimarisi ve Deniz Mühendisleri Birliği (SNAME, Society of Engineers and Naval Architects of North America) yöntemidir.

Gemilerdeki termal yükün hesaplanması için, farklı metodolojiler şirketler tarafından geliştirilmiştir. SNAME T&R 4-16 (Practices for Ship Heating, Ventilation & Air Conditioning Design Calculations) " Gemi Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme Tasarım Hesaplama Uygulamaları " teknik bülteninde bir bölme için termal yük bileşenleri iletim yükü, güneş ve iletim yükü, camdan radyasyon yükü, aydınlatma yükü, ekipman yükü, personel yükü olarak tanımlanmıştır.

Bu tez kapsamında ısı kazancı bileşenleri için oluşturulmuş CLTD, CLF, SC ve SHGF gibi değerler ASHRAE dokümanlarından ilgili tablolar kullanılarak soğutma yük hesabı yapılacaktır. Yapılan soğutma yükü hesabı sonrasında, maksimum soğutma yüküne göre gemiye koyulması gereken soğutma cihazı kapasitesi belli olacaktır.

Bu kapsamda, dış duvar, tavan, zemin ve iç bölmeler ile aydınlatma, ortamda bulunan cihazlar ve havalandırmadan kaynaklanan ısı transferleri incelenecektir. Bu hesaplamalar örnek bir kamara için yapılacak ve bu kamara gemideki Komutan kamarası olacaktır. Komutan kamarasına ait şekil 3.3' de olduğu gibidir. Bahse konu şekilde iki adet lumbuz (çapı 0,5m ve alanı 0,785 m²) olan duvarlar dış yüzeye (boyu 2,2m, eni 9m) komşu olan duvarlardır. Koridorla komşu olan yüzey (boyu 2,2m, eni 9m) bulunmaktadır. Zeminde (eni 6m, boyu 9m) iklimlendirme yapılan bir personel kamarası ve tavanda gene iklimlendirme yapılan harita kamarası bulunmaktadır.



Şekil 3.3. Komutan kamarasına ait bir şekil.

3.3.2.1. Dış duvardan gelen ısı kazancı

Dış duvarlarda yaklaşık hesaplamalar yapmak için, soğutma yükü sıcaklık farkı tabloları kullanılacak ve Denklem 3.1’de değerler yerine koyulacaktır.

$$\dot{Q} = K.A.CLTD \quad (3.1)$$

K = Toplam ısı geçiş katsayısı (W/m²°C)

A = Toplam yüzey alanı (m²)

CLTD = Soğutma yükü sıcaklık farkı (°C)

CLTD değeri tablolar kullanılarak bulunur, tasarım değerleri ilgili değer tablolarda yoksa düzeltme yapılması gerekmektedir. Bu düzeltme Denklem 3.2 ile yapılmaktadır.

$$CLTD_{düz} = CLTD_{tab} = (25,5 - T_i) + (T_{ort,d} - 29,4) \quad (3.2)$$

T_i = Uygulanan iç tasarım kuru termometre sıcaklığı (°C)

$T_{ort,d} = T_0 - (GD/2)$ Ortalama dış tasarım kuru termometre sıcaklığı (°C)

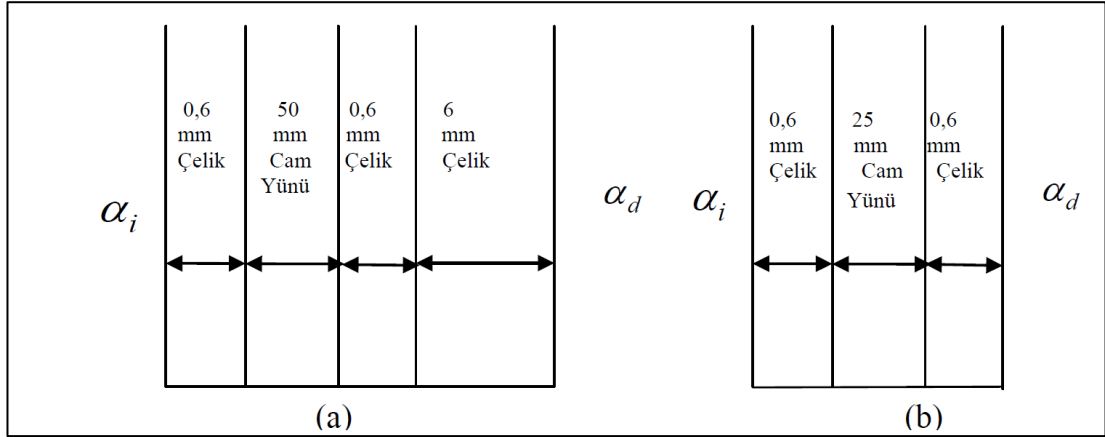
$T_0 =$ Dış tasarım kuru termometre sıcaklığı (°C)

GD = Günlük sıcaklık değişimi farkı

CLTD_{tab} değeri ASHRAE’de 21 Temmuz ve 40° Kuzey enleminde, açık renkli yüzeyler için ilgili tablodan okunabilecek en yüksek değer olan, batı yönünde saat 16 bulunan 52,4 °C alınmıştır. T_i , uygulanan iç tasarım kuru termometre sıcaklığı 25°C’dir. Ortalama dış tasarım kuru termometre sıcaklığı ise, T_0 50 °C alınmış ve GD günlük sıcaklık değişimi farkı en az olan Trabzon için 5,8 °C alınarak ilgili değerler Denklem 4.2’de yerine koyulunca CLTD_{düz} değeri 70,6 °C olarak bulunur [2,3,13].

$$CLTD_{düz} = 52,4 + (25,5 - 25) + (50 - (5,8/2) - 29,4) = 70,6$$

Komutan kamarasının dış duvar yüzey ölçüleri 2,2 m boy, 9 m eni bulunmaktadır. Yani yüzey alanı 19,8 m² bu değerlerden lumbuzların alanı (lumbuzun çapı 0,5 m ve 2 adet lumbuzun toplam alanı yaklaşık 0,4 m²) çıkarılırsa toplam yüzey alanı 19,4 m² olarak bulunur.



Şekil 3.4. (a) dış duvar (b) iç duvarlara ait bilgiler.

K toplam ısı geçiş katsayısı (W/m²K) değeri farklı malzemelerden yapılan sınırlarda teker teker hesaplanması gerekir.

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{x_1}{\lambda_1} + \frac{x_2}{\lambda_2} + \frac{x_3}{\lambda_3} + \frac{x_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_d} \quad (3.3)$$

K= Toplam ısı geçiş katsayısı

λ = Isı iletim katsayısı

α_i = İç ısı taşınım katsayısı

α_d = Dış ısı taşınım katsayısı

K toplam ısı geçiş katsayısı hesaplanırken ASHRAE’de ilgili tablodan bakılırsa, çelik yüzey kaplamalarında λ ısı iletim katsayısı 44,998 W/mK olduğu, 25 mm ve 50 mm yalıtım için λ ısı iletim katsayısı değeri 0,043 W/mK, α_i iç ısı taşınım katsayısı 8,26 W/m²K olduğu görülür [2,3,13]. α_d dış ısı taşınım katsayısı hesaplanırken rüzgarın etkisi de hesaplanmak istenirse, yüksek hızlarda türbülanslı sınır tabakası formülü $5.10^5 < Re < 10^7$ olduğunda şu şekilde verilmiştir [25].

$$St.Pr^{2/3} = 0,0288.Re^{-1/5} \quad (3.4)$$

Denklem 3.4’deki Reynold Sayısı ise aşağıda olduğu gibidir.

$$Re = \frac{V_s.L_s}{\nu} \quad (3.5)$$

Hesaplama yapılan dış yüzey sıcaklığı 70,6 °C ve dış ortam sıcaklığı 50 °C olduğundan akışkanın tablodaki özellikleri ikisinin ortalaması alınarak bulunur. Yani 60 °C özelliklerine bakılırsa kinematik viskozite değeri $1,896.10^{-5}$ olduğu ve Pr sayısının da 0,7202 olduğu görülür [7]. Geminin hızı 25 km/h ve rüzgar hızı 50 km/h olarak alınırse toplan hız 75 km/h yani 20,83 m/s olarak bulunur ve hesaplama yapılan sonlu silindirin L_s değeri 2,2 m’dir.

$$Re = \frac{20,83.2,2}{1,896.10^{-5}} = 2416983$$

Bulunan Re sayısından h elde edilmek istenirse Pr sayısı ilgili tablolardan 0,7202 olarak okunur ve Denklem 3.4 kullanılırsa

$$St.0,7202^{2/3} = 0,0288.(2416983)^{-1/5}$$

$$St = 0,0019$$

$$St = \frac{h}{\rho \cdot V_s \cdot C_p} \quad (3.6)$$

$$h = 0,0019 \cdot 1007 \cdot 20,83 \cdot 1,059 = 42,21 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Bulunan bu değerler denklem 3.3'de yerine koyulursa

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{8,26} + \frac{0,6 \cdot 10^{-3}}{44,998} + \frac{0,05}{0,043} + \frac{0,6 \cdot 10^{-3}}{44,998} + \frac{0,6 \cdot 10^{-3}}{44,998} + \frac{1}{42,21} + \frac{1}{8,26} = 1,43$$

Yukarıda ki hesaplamadan da görüleceği üzere 5 cm yalıtımın oluşturduğu ısıl direnç 1,163 (m²K/W) iken, rüzgardan kaynaklanan taşınımın oluşturduğu ısıl direnç 0,024 (m²K/W) olduğu ve bu direncin ısı yalıtım direncinin yanında çok küçük olduğu görülmektedir.

Bulunan bu değer bire bölünürse K değeri yaklaşık olarak 0,70 (W/m²K) olarak bulunur. Bulunan tüm değerler Denklem 3.1'de yerine koyulursa

$$\dot{Q} = 0,70 \cdot 19,4 \cdot 343,6 = 4666 \text{ W olarak bulunmuş olur.}$$

3.3.2.2. Lumbuzlardan güneş ışınımı ve iletim+taşınım ile gelen ısı kazancı

Lumbuzlardan kaynaklanan ısı kazancı için iki durum söz konusudur. Birincisi güneş ışınımıyla ile içeriye doğrudan ulaşan soğutma yükü, bir diğeri ise dış duvardakine benzer iç ortama ulaşan iletimle+taşınım ile olan ısı transferidir. Örnek kamarada bulunan iki adet lumbuz için bu hesaplamalar ayrı ayrı yapılacaktır [2,3,13].

Lumbuzdan güneş ışınımı ile olan ısı kazancı denklem 3.7'de olduğu gibidir.

$$\dot{Q}_{1,i} = A \cdot SC \cdot SCL \quad (3.7)$$

$$\dot{Q}_{1,i} = \text{Lumbuzdan güneş ışınımı ile olan ısı transferi (W)}$$

$$A = \text{Lumbuzun alanı (m}^2\text{)}$$

$$SC = \text{Gölgeleme faktörü}$$

$$SCL = \text{Güneş soğutma yükü faktörü (W/m}^2\text{)}$$

ASHRAE’de SCL ve CLF tabloları kullanılarak duvar sayısı bir, döşeme kaplaması vinil, iç gölgeleme yok satırından zon tipi D olarak okunmuştur. 40° Kuzey enlemi için güneş gören camların temmuz ayı güneş enerjisi soğutma yükü (SCL) en yüksek değeri Güneybatı yönünde saat 17:00 da okunmaktadır. Okunan bu değer 425 W/m²’dir. Okunan değer içte gölgeleme olmayan çift takviye edilmiş camlarda doğrudan uygulanır. İç tarafı gölgesiz çift camlı pencerelerde SC değeri 0,82 olarak okunur. Lumbuzun çapı 0,5 m, alanı 0,2 m² ve hesaplama yapılan kamarada iki adet lumbuz bulunmakta olup toplam alanı 0,4 m²’dir [2,3,13].

Bu değerler yerine koyulursa $\dot{Q}_{1,i}$ lumbuzdan güneş ışıınımı ile olan ısı transferi yaklaşık olarak 139,4 W bulunur.

$$\dot{Q}_{1,i} = 0,4 \cdot 0,82 \cdot 425 = 139,4 \text{ W}$$

Lumbuzdan iletim+taşınım ile olan ısı kazancı Denklem 3.8’de olduğu gibidir.

$$\dot{Q}_{1,i,t} = K \cdot A \cdot (\text{CLTD}_{\text{düz}}) \quad (3.8)$$

$$\dot{Q}_{1,i,t} = \text{Lumbuzdan iletim+taşınım ile geçen ısı değeri (W)}$$

$$K = \text{Lumbuzun toplam ısı geçiş katsayısı (W/m}^2\text{K)}$$

$$A = \text{Lumbuzun alanı}$$

$$\text{CLTD}_{\text{düz}} = \text{Düzeltilmiş soğutma yükü sıcaklık farkı}$$

ASHRAE’de CLTD için tablolarda verilen değerler iç tasarım sıcaklığı 25,5°C, maksimum dış tasarım sıcaklığı 35°C ve günlük sıcaklık aralığı 11,6°C iken hesaplanmıştır. Bahse konu tablo 33-39°C arası maksimum dış tasarım sıcaklığı ile 9-19°C arasında günlük sıcaklık farklılıkları için kullanılabilir. Eğer iç ortam tasarım sıcaklığı 25,5°C’ den farklı veya günlük ortalama dış sıcaklık 29,4°C’ den farklı ise düzeltilmiş soğutma yükü sıcaklık farkı değeri bulunması gerekmektedir. Bunun için mahal hava sıcaklığı 25,5°C’ den düşük ise aradaki fark tablodaki değere eklenir, büyük ise aradaki fark çıkarılır. Günlük ortalama dış sıcaklık değeri 29,4°C’ den düşük ise aradaki fark tabloda okunan değerden çıkarılır, büyük ise aradaki fark

eklenir. Böylece hesap yapılan zaman için düzeltilmiş soğutma yükü sıcaklık farkı değeri hesaplanır [2,3,13].

$$CLTD_{düz} = (25,5 - T_m) + \left(\frac{T_{gün} + T_{gec}}{2} \right) - 29,4 \quad (3.9)$$

Bu hesaplama tablodan İzmir için bakılır ve değerler yerine koyulursa

$$CLTD_{düz} = (25,5 - 25) + \left(\frac{37 + 24,2}{2} \right) - 29,4 = 1,7$$

Bu kapsamda ASHRAE'de ilgili tabloda okunan en yüksek CLTD değeri saat 1600'da olan 8 °C değeridir. Bu değere 1,7 °C eklenirse CLTD değeri 9,7 °C olarak bulunur [2,3,13].

ASHRAE'de ilgili tabloda okunan çift camlı pencere, içi gölgesiz, K değeri 3,7 W/m²°C'dir. Lumbuzun toplam alanı 0,4 m² ve bu değerler yerine koyulursa

$$\dot{Q}_{i,t} = 3,7 \cdot 1,57 \cdot 9,2 = 14,4 \text{ W olarak bulunur.}$$

3.3.2.3. Yan duvarlardan taban ve tavandan olan ısı kazancı

Duvarlara komşu olan bölmelerde soğutma işlemi yapılıyorsa bu hesaplama yapılmaz. Soğutma yükü hesaplanan Komutan kamarasının tabanında personel kamarası, tavanında harita kamarası, solunda 1 numaralı subay kamarası, sağında 2 numaralı subay kamarası bulunmakta ve bu bölgelerde soğutma işlemi yapılmaktadır. Bu hesap sadece koridor ile komşu olan yüzey alanı için yapılacaktır ve koridor sıcaklıkları 28 °C'dir.

$$\dot{Q} = K \cdot A \cdot (T_b - T_i) \quad (3.10)$$

$$\dot{Q} = \text{Anlık ısı geçiş miktarı (W)}$$

$$K = \text{İki yüzey arasında ki toplam ısı iletim katsayısı (W/m²K)}$$

$$A = \text{İki yüzey arasında ki alan (m²)}$$

$$T_b = \text{Komşu ortamın hava sıcaklığı °C}$$

T_i = Hesaplama yapılan ortamın iç hava °C

Komutan kamarasının koridorla olan yüzey temasının 2,2 m boyu 9 m eni bulunmaktadır. Yani yüzey alanı 19,8 m² ve K değeri Şekil 3.4 (b)'de olan panel için

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{8,26} + \frac{0,6 \cdot 10^{-3}}{44,998} + \frac{0,025}{0,043} + \frac{0,6 \cdot 10^{-3}}{44,998} + \frac{1}{8,26} = 0,823$$

K değeri yaklaşık olarak 1,21 W/ m²K'dir. Koridor sıcaklık değeri 28 °C komutan kamarası sıcaklık değeri 25 °C'dir.

$$\dot{Q} = 1,21 \cdot 19,8 \cdot (28-25) = 71,87 \text{ W olarak bulunur.}$$

3.3.2.4. İnsanlardan olan ısı kazancı

Bir ortamda bulunan insanlardan ortama gizli ve duyulur ısı yayılır. Bunlardan gizli ısı doğrudan soğutma yüküne eklenirken duyulur ısı dolaylı gecikmeli olarak etki etmektedir. Duyulur ısının %30'unun taşınım %70'inin ışıınım ile olduğu kabul edilir ve duyulur ısı direkt olarak soğutma yüküne eklenemez çünkü insanlardan yayılan ısı ilk önce ortamdaki eşyalar tarafından emilir ve sonra ortama iletilir bu yüzden denklem 3.12 ile hesaplanır [2,3,13].

$$\dot{Q}_{i,g} = \dot{Q}_{i,g} \cdot n \quad (3.11)$$

$$\dot{Q}_{i,d} = \dot{Q}_{i,d} \cdot n \cdot CLF \quad (3.12)$$

$\dot{Q}_{i,d}$ = İnsandan kaynaklanan duyulur ısı (W)

$\dot{Q}_{i,g}$ = İnsandan kaynaklanan gizli ısı (W)

n = Ortamda ki kişi sayısı

CLF = Soğutma yükü faktörü

ASHRAE'de ilgili tablolardan orta derece büro işi yapan bir insanın duyulur ısı değeri 75 W ve gizli ısı değeri 55 W olarak okunmaktadır. Hesaplama yapılan kamarada bir kişi bulunmakta ancak 3 kişi için hesap yapılırsa ve kamarada 12 saat

bulunduğu kabul edilirse CLF duyulur ısı soğutma yükü faktörü 0,92 olarak okunur. Bu değerler denklem 3.12’de yerine koyulur ve 55 W eklenirse insandan kaynaklanan soğutma yükü bulunmuş olur [2,3,13].

$$\dot{Q}_{i,g} = 55.3 = 165 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{i,d} = 75.3.0,92 = 207 \text{ W}$$

3.3.2.5. Aydınlatmadan olan ısı kazancı

Aydınlatma sonucu iç ortama gönderilen enerjinin büyük bir bölümü mahalli çevreleyen duvarlar ve bulunan eşyalar tarafından ışıma ile absorbe edilir. Küçük bir kısmı ise aydınlatıcının yüzeyinden ortama taşınım ile terk edilir. Aydınlatmadan dolayı ısı kazancı denklem 3.13’de olduğu gibidir [2,3,13].

$$\dot{Q}_{ay} = G.F_{kul}.F_{sa}.F_d \quad (3.13)$$

$$\dot{Q}_{ay} = \text{Aydınlatmadan kaynaklanan soğutma yükü (W)}$$

G = Toplam aydınlatmam gücü (W)

F_{kul} = Kullanma faktörü

F_{sa} = Armatür faktörü

F_d = Düzeltme faktörü

Hesaplama yapılan kamarada 80 cm 40 W 6 adet florasan bulunmakta ve Toplam 240 W etmektedir. F_d düzeltme faktörü D zon tipinde 12 saat lambaların yakıldığı kabul edilirse 0,92’dir.

F_{sa} armatür faktörü, rapid-start tipi 40 W lamba armatürleri için 277 V gerilimde iki armatürde 1,18 (6 armatür için 3,54) değeri kullanılabilir ve F_{kul} =0,5 alınır, bu değerleri yerine koyulduğunda \dot{Q}_{ay} bulunur [2,3,13].

$$\dot{Q}_{ay} = 240.0,5.0,92.3,54 = 391 \text{ W}$$

3.3.2.6. Çeşitli cihazlardan olan ısı kazancı

Büro ofis gibi mahallerde bulunan cihazlar farklılıklar gösterebilir. Farklı cihazlar olacağı gibi farklı çalışma şekil ve saatleride olacaktır. Bu yüzden bürolarda cihazlardan kaynaklanan soğutma yükü daha çok yaklaşık olarak ve kabuller üzerinden hesaplanır.

Büro makineleri; elektrikli daktilolar, hesap makineleri, postalama makineleri gibi büro makinelerinden olan ısı kazancı, bürolar için 9 ile 13 W/m² alınabilir. Hesaplama yapılan Komutan kamarası alanı 54 m² alınır ve ısı kazancı 13 W/m² kabul edilirse cihazlardan kaynaklanan ısı yüküne bağlı soğutma yükü yaklaşık olarak 702 W olacaktır [2,3,13].

3.3.2.7. Havalandırma için alınan dış havadan olan ısı kazancı

Soğutması yapılan mahalle ne şartlarla olursa olsun giren hava mahalde bulunan havadan sıcak olduğu için iç ortamda bulunan soğuk hava tarafından soğutulur. Mahalle giren hava iç ortam sıcaklığına gelirken duyulur ısı kazancı sağlayacak ve nem oranı iç ortamdaki yüksek olmasından dolayı, ortam içinde bulunan havanın nem oranına gelirken taze havadan bir miktar gizli ısı çekilmesi gerekecektir.

Ortama giren hava iki durum için hesaplanır bunlar sızıntı havası ve taze hava olarak adlandırılabilir [2,3,13].

Duyulur ısı kazancı şu şekilde hesaplanır.

$$\dot{Q}_{h,d} = \rho \cdot \dot{V} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (3.14)$$

$$\dot{Q}_{h,t} = \rho \cdot \dot{V} \cdot (h_d - h_i) \quad (3.15)$$

ρ = Havanın yoğunluğu (kg/m³)

\dot{V} = Ortama verilen hava debisi (m³/h)

C_p = Kuru havanın özgül ısısı (1,007 kJ/kg.K, 50°C'de)

ΔT = İç ve dış sıcaklık farkı (°C)

Hesaplama yapılan kamaraya 100 m³/h hava verilmektedir, havanın yoğunluğu 50°C 1,092 kg/m³'dür. Dış sıcaklık farkı ile iç ortam sıcaklığı farkı 25 °C'dir. Değerler yerine koyulursa;

$$\dot{Q}_{h,d} = 100.1,092.1,007.25.(1000/3600) = 763,6 \text{ W}$$

50°C %28 bağıl nemde $h_d = 107,3 \text{ kJ/kg}$ iken, 28°C %50 bağıl nemde $h_d = 58,3 \text{ kJ/kg}$, 25°C %50 bağıl nemde $h_i = 50,4 \text{ kJ/kg}$ 'dir.

$$\dot{Q}_{h,t} = 100.1,092.(107,3-50,4).(1000/3600) = 1726 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{h,g} = \dot{Q}_{h,t} - \dot{Q}_{h,d} \quad (3.16)$$

$$\dot{Q}_{h,g} = 1726 - 763,6 = 962,4 \text{ W}$$

Lumbuzlar açılmaz olduklarından pencere sızdırmazlık miktarı 0 kabul edilebilir. Yalnızca kamara kapısının açıldığı ve her açılışında 3 m³ havanın yer değiştirdiği ve saatte 2 defa kapının açılıp kapandığı varsayılırsa toplam sızdırmazlık miktarı $(2.3.1,092) = 6,552 \text{ kg/s}$ olarak bulunur.

$$\dot{Q}_{h,d} = 6,552.1,007.3.(1000/3600) = 5,5 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{h,t} = 6,552.(58,3-50,4).(1000/3600) = 14,4 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{h,g} = 14,4-5,5 = 8,9 \text{ W}$$

Tablo 3.1. Komutan kamarası toplam soğutma yükü.

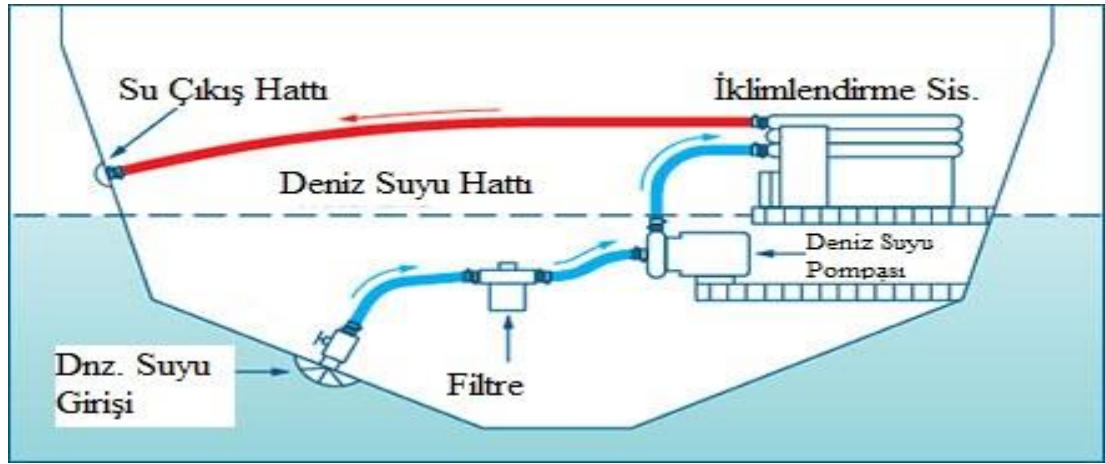
Dış Duvar	4666 W
Lumbuzlar	139,4 W+14,4 W= 153,8 W
Bitişik Duvarlar	71,9 W
İnsan	165 W
Aydınlatma	391 W
Cihazlar	702 W
Havalandırma	763,6 W
Sızıntı Havası	5,5 W
Toplam Duyulur Soğutma Yükü	6918,5 W
İnsan	207 W

Tablo 3.1.(Devam) Komutan kamarası toplam soğutma yükü.

Havalandırma	962,4 W
Sızıntı Havası	8,9 W
Toplam Gizli Soğutma Yükü	1178,3 W
Mahallin Toplam Soğutma Yükü	8096,8 W

Tez kapsamında incelenen geminin soğutma yükü hesaplamaları ve soğutma sistemi tasarımı Entropi Mühendislik firması tarafından yapılmıştır. Bu kapsamda firma tarafından yapılan komutan kamarası soğutma yükü 8150 W olarak bulunmuştur. Firma tarafından yapılan hesaplamaların doğru olduğu kabul edilerek tez kapsamında diğer hesaplamalar buna göre yapılacaktır.

Soğutma sisteminin tasarımı için, soğutma yapılacak mahallerin, ısı yükleri her biri için ayrı ayrı hesaplanır. Daha sonra klima santrallerinin (Air Handling Unit, AHU) besleyeceği yerler tayin edilir. Klima santral sayısı da belirlendikten sonra santrallerin soğutma kapasitesi esas alınarak soğutma sistemi tasarlanır. Sistemde 3 kompresör, 3 yoğuşturucu (kondenser) ve 1 buharlaştırıcı (evaporatör) ve yardımcı aksesuarlar bulunmaktadır.



Şekil 3.5. Soğutma sistemi kondenser soğutma suyu hattı.

Soğutma sistemi üç ayrı çevrimden oluşmaktadır. Bunlardan ilki buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde ki kapalı bir çevrim olan soğutucu gaz çevrimidir. Bir diğeri ise Şekil 3.5.'de görüldüğü üzere kondanser için gerekli, açık bir çevrim olan deniz suyu soğutma çevrimidir. En sonuncusu ise buharlaştırıcıdan elde edilen soğutma enerjisini kullanmak için tasarlanan tatlı su çevrimidir. Bu çevrim kapalı bir çevrim olup amacı soğutulan tatlı suyu ayrı AHU'lara göndererek mahal soğutmalarını

sağlamaktır. Bu çalışma kapsamında incelenen gemide 6 (altı) adet klima santrali bulunmaktadır.

Bu AHU'ların ait olduğu mahaller ve kapasiteleri ise;

- AHU 1, Erbaş kamarası, Er kamarası, Erbaş/Er salonu, Erbaş/Er büfesi, kantin, spor salonu, berberhane ve çamaşırhane. Kapasitesi ise 89000 W'dır. Toplam 30 personel için hesaplanmıştır.

- AHU 2, Komodor kamarası, Komutan kamarası, Başçarkçı Kamarası, 1,2,3 numaralı subay kamarası, misafir personel kamarası, subay salonu, subay büfesi, 1,2,3,4,5,6,7 numaralı astsubay kamarası, helikopter iniş istasyonu, astsubay büfesi ve astsubay salonu. Kapasitesi ise 142000 W'dır. Toplam 45 personel için temiz hava ihtiyacı hesaplanmıştır.

- AHU 3, Bürolar. Kapasitesi ise 31600 W'dır. Toplam 12 personel için temiz hava ihtiyacı hesaplanmıştır.

- AHU 4, Telsiz ve kripto kamarası ve telefon santrali. Kapasitesi ise 31600 W'dır. Toplam 3 personel için temiz hava ihtiyacı hesaplanmıştır.

- AHU 5, Makine kontrol odası ve cephanelik. Kapasitesi ise 28000 W'dır. Toplam 6 personel için temiz hava ihtiyacı hesaplanmıştır.

- AHU 6, Mutfak, atölyeler ve ambarlar. Kapasitesi ise 59000 W'dır. Toplam 20 personel için temiz hava ihtiyacı hesaplanmıştır. Toplam soğutma yükü 381200 W yani yaklaşık olarak 382 kW hesaplanmıştır.

4. SOĞUTMA SİSTEMİNDE YAPILABİLECEK İYİLEŞTİRMELER

Örnek alınan geminin mevcut soğutma sistemi incelendiğinde, halihazırda kullanılan sistem üzerinde enerji verimliliğini arttırabilecek iyileştirmeler yapma imkanı mevcuttur.

Bunlardan biri enerji geri kazanım sistemleri kullanılmasıdır. Enerji geri kazanım sistemleri, dışarıdan alınan taze havanın sıcaklık değerini dışarıya atılan egzoz havası vasıtasıyla düşürerek soğutma yükünü önemli bir ölçüde azaltabilir.

Başka bir seçenek ise sistemin tek başına absorpsiyonlu soğutma sistemi olarak tasarlanması olacaktır.

Bir diğeri ise mevcut sistemde enerji geri kazanım sistemi kullanıldıktan sonra geriye kalan soğutma yükü için, dışarıya atılan artık ısı ile tasarlanacak olan absorpsiyonlu soğutma sistemidir.

4.1. Ortama Alınacak Taze Havanın Enerji Geri Kazanım Cihazından Geçirilmesi

İncelenen gemide iklimlendirme sisteminde enerji taşıyıcı ve konfor ihtiyacı olarak kullanılan hava iç ortama dışarıdan temiz ve taze olarak alınarak basılmaktadır. Ortamlardan bir miktar havada egzoz havası olarak dışarıya basılmaktadır. Bu işlem esnasında dışarıya sürekli bir enerji atılmaktadır. Bu dışarıya atılan enerji sistemde tekrar kullanılarak önemli miktarda enerji tasarrufu sağlanabilir. Kullanılan havadan ısı geri kazanımı için kullanılacak ısı değiştirgeçleri genel olarak aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir [33];

- Döner tip ısı değiştirgeçleri (dönel çarklı),
- Sabit plakalı ısı değiştirgeçleri
- Isı borulu ısı değiştirgeçleri,
- Termosifonlu ısı değiştirgeçleri,
- Serpantinli ısı değiştirgeçleri (kapalı çevrimli),

4.1.1. Isı değiştirgeci çeşitleri

4.1.1.1. Döner tip ısı değiştirgeçleri (ısı tekerleği)

Çeşitli çapta ve boyda kesilerek oluşturulmuş plakalardan, bir tambur meydana getirilerek, bu oluşturulan tambur elektrik motoru ve kasnak yardımıyla döndürölmektedir. Dışarıya atılan egzoz havası bu tamburdan geçirilirken üzerinde bir enerji depolanır bu enerji iç mahallere alınacak olan havaya aktarılarak soğutulması sağlanabilir. Bu cihazlarda basınç kayıpları fazladır ve tamburun hareketi için harcanan elektrik enerjisi ilave bir maliyet oluşturmaktadır [30].

4.1.1.2. Sabit plakalı tip ısı değiştirgeçleri

Sabit plakalı tip ısı değiştiriciler değişik malzemelerden üretilerek, üretilen plakaların ardı ardına ve birbirlerine 90 ° fark olacak şekilde bir çerçeveye monte edilmesi ile üretilirler. Isı değiştiricilerde kullanılan kanat malzemelerine göre, nem alma ve gizli ısı transferi yapabilirler.

Sabit plakalı tip ısı değiştiricilerde verim, havanın hızı, yapılan kanat yüzey formu, kanat aralıkları ve oluşan basınç kayıpları ile alakalıdır. Verimlilik artarken hava hızı ve basınç kaybı düşecek ancak buda ısı değiştiricinin boyutlarının ve maliyetinin artmasına neden olacaktır. Bu ısı değiştiricileri seçilecekse verimliliğin %55 civarında tutulması, basınç kaybında ise 100 ila 250 Pa aralığında kalınması ve 300 Pa üzerine çıkılmaması önerilmektedir [37].

4.1.1.3. Isı borulu tip ısı değiştirgeçleri

Havası alınmış ve sızdırmazlığı sağlanmış dik bir boru içeresinde mevcut olan sıvı dışarıdan aldığı ısı enerjisi ile buharlaşarak borunun üst kısmına doğruna çıkar. Borunun üst kısmına buharlaşarak gelen sıvı burada ısısını boruya vererek tekrar sıvı faz geçer ve borunun alt kısmına iner. Sıvı faza geçen ve yer çekimi etkisiyle borunun alt kısmına toplanan akışkan çevrimini tamamlamış olur [39].

4.1.1.4. Termosifonlu tip ısı değiştirgeçleri

Sistemde iki adet ısı değiştirici vardır. İki ısı değiştirici ana devre ve dönüş devresi ile birbirine bağlamıştır. Bu devreler sayesinde ısı enerjisi her iki ısı değiştiriciyi de

aktarılabılır. Bunun için ısı değiştiriciler aynı seviyeye yerleştirilmelidir eğer ısı değiştiriciler farklı yükseklikte olursa alçakta olan yüksek ısı akışkanın geçtiği buharlaştırıcı olmalıdır [33].

4.1.1.5. Serpantinli tip ısı değiştirgeçleri (kapalı çevrimli)

Aracı akışkan olarak su veya glikol-su çözeltisi benzeri bir akışkan kullanırlar ısıyı bu akışkan sayesinde aktarıken serpantinler kullanır. Sistemde bir pompa vardır ve görevi sıvıyı iki serpantin arasında dolaştırmaktır. Çevriminde, ısı aktarım oranını ayarlamak isteniyorsa kesinlikle bir akış kontrol vanası kullanılmalıdır. Aynı zamanda, bir genleşme tankına ihtiyaç vardır. Bu sistemler ısıyı iki tarafa da kolayca aktarabildiği için soğutma ve ısıtma amacıyla da kullanılabilir. Bakım ihtiyaçı oldukça fazladır, hareketli aksam sayısı fazladır. Sistemde elektrik motoru kullanıldığı için elektrik enerjisine ve motor kontrollerine ihtiyaç vardır.

4.1.2. Havadan havaya ısı değiştirgeçleri karşılaştırılması

Havadan havaya ısı değiştirgeçlerin karşılaştırılması Tablo 4.1.'de olduğu gibidir.

Tablo 4.1. Isı değiştirgeçlerinin karşılaştırması [33].

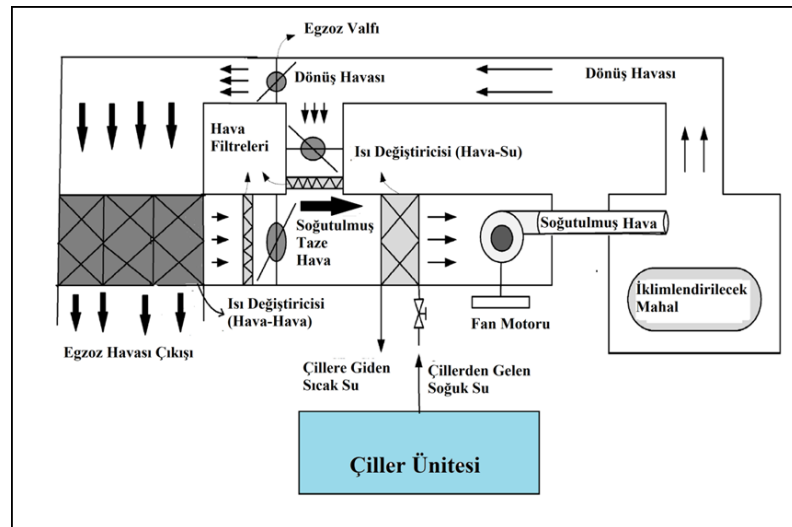
	Dönel Çarklı	Sabit Plakalı	Isı Borulu	Kapalı Çevrimli	Termosifonlu
Hava akış düzenlemesi	Ters akışlı Paralel akışlı Çarpraz akışlı	Ters akışlı Paralel akışlı	Ters akışlı Paralel akışlı	Ters akışlı Paralel akışlı	Ters akışlı Paralel akışlı
Cihaz kapasite aralığı (ft ³ /dk)	50 ila 70000	50 ve daha yüksek	100 ve daha yüksek	100 ve daha yüksek	100 ve daha yüksek
Isı aktarım tipi	-Duyulur (%50-80) -Toplam (%55-85)	-Duyulur (%50-80) -Toplam (%55-85)	Duyulur (%45-65)	Duyulur (%55-65)	Duyulur (%40-60)
Uygun yüzey hızı (ft/dk)	500-1000	500-1000	400-800	300-600	400-800
Tipik tasarım hızı(ft/dk)	500-1000	200-1000	450-550	300-600	450-550
Basınç düşmesi (in-SS)	0,25-1	0,02-1,8	0,4-2,0	0,4-2,0	0,4-2,0
Tipik tasarım basınç düşümü(in-SS)	0,25-1	0,10-1,5	0,4-2,0	0,4-2,0	0,4-2,0
Sıcaklık aralığı (F)	-70 ila 200	-70 ila 1500	-40 ila 95	-50 ila 900	-40 ila 104
stnlkleri	-Gizli ısı (nem kütleleri aktarımı) -Uygun boyutlar -Düşük basınç düşümü	-Hareketli parça yok -Düşük basınç düşümü -Kolay temizlik	-Hareketli parça yok (eğim dışında) -Fanın yeri önemli değil -İzin verilen basınç farkı 60 in/SS	-Atık hava akışı besleme hava akışından farklı -Fanın yeri önemli değil	-Hareketli parça yok -Atık hava akışı besleme hava akışından farklı -Fanın yeri önemli değil

Tablo 4.1.(Devam) Isı değiştirgeçlerinin karşılaştırması [33].

	Dönel Çarklı	Sabit Plakalı	Isı Borulu	Kapalı Çevrimli	Termosifonlu
Sınırlandırmalar	-Çapraz kirlenme mümkün -Soğuk iklimlerde bakım gerekebilir	-Gizli ısı aktarımı yalnızca hidroskobik maddelerle yapılabilir	-Basınç düşümü nedeniyle verimliliği az -Üreticisi az	-Yüksek verim için hassas simülasyon modellemesi gerekir.	-Basınç düşümü maliyeti nedeniyle verimliliği az -Üreticisi az
Çapraz akışta kaçak	% 1-10	% 0-5	% 0	% 0	% 0
Isı değişim kontrolü	-Çark hızının kontrolü -By-pass kapağı kontrolü	-By-pass kapağı kontrolü	-Eğim açısını düşürerek en yüksek ısı değerini %10 azaltma	-Pompa hızı kontrolü -By-pass kapağı kontrolü	-Tam kapasitenin üzerindeki kontrol vanası

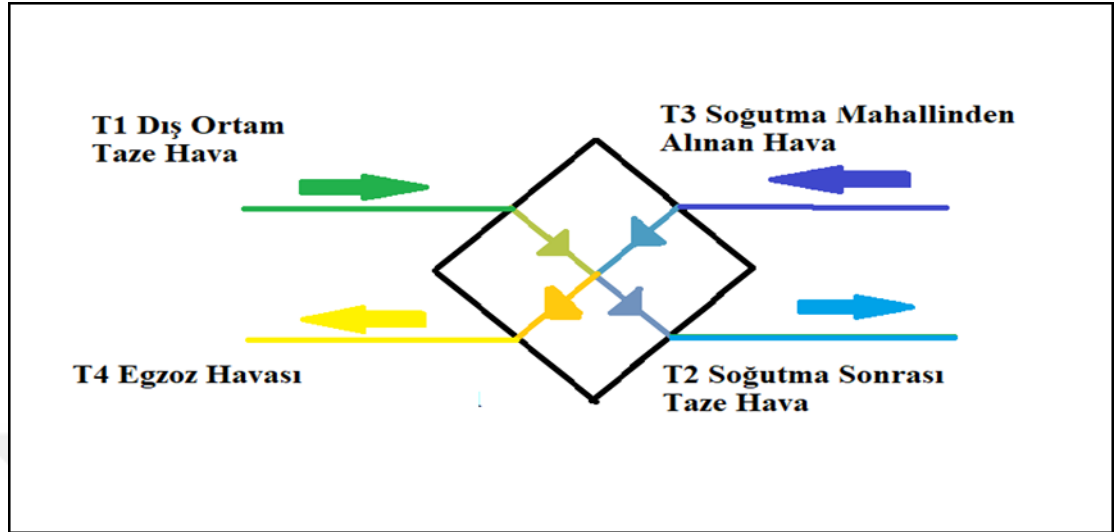
4.1.3. İklimlendirme sistemi için ısı değiştirgeci seçilmesi

Tablo 4.1. incelendiğinde iklimlendirme sistemi için sabit plakalı ısı değiştirgecinin seçilmesinin daha uygun olacağı değerlendirilmiştir. Bu seçimin yapılmasının nedenleri olarak, plakalı tip ısı değiştirgeçlerinde kullanılan conta sistemiyle akışkanların birbirine karışmasının önlenmesinin kolay olması, kompakt tasarımları nedeniyle küçük boyutlarda olması, kolay monte edilebilmesi, plakaların üzerinde oluşturulan akış kanalları nedeniyle yüksek verimler elde edilirken basınç düşümlerinin az olması, ısı değiştirgecinin kapasite artırımının kolayca yapılabilmesi, daha düşük maliyetlerde bakımlarının yapılabilmesi, çalışan mekanik aksamları olmaması ve çalışma ömürlerinin uzun olmasıdır [10].



Şekil 4.1. Enerji geri kazanımlı havalandırma sistemi.

Seçilen sabit plakalı karşıt akışlı tip ısı değiştirgecinin şematik gösterimi Şekil 4.2.'de gösterilmiştir.



Şekil 4.2. Isı değiştirgeci şematik gösterimi.

Tablo 4.2. AHU'lara ait hava değerleri.

	Toplam Hava (m ³ /h)	Egzoz Havası (m ³ /h)	Taze Hava (m ³ /h)
AHU 1	6000	3000	3000
AHU 2	10000	5500	4500
AHU 3	5000	3800	1200
AHU 4	5000	4700	300
AHU 5	3000	2400	600
AHU 6	4000	2000	2000
Toplam	33000	21400	11600

Soğutma sistemi incelenen Lojistik Destek Gemi'sinin tasarım değerlerine bakıldığında,

Egzoz hava debisi 21400 m³/h

Taze hava debisi	11600 m ³ /h (3,52 kg/s)
Yaz mevsimi dış ortam şartları	50,0 °C, Bağıl Nem %28
Yaz mevsimi iç ortam şartları	25,0 °C, Bağıl Nem %50
Yaz mevsimi egzoz havası	26,0 °C
Soğutma yükü	382 kW

Isı değiştirici çalışma sıcaklıkları olarak, T₁ dış ortamdanda alınan taze hava sıcaklığını 50 °C, T₂ dış ortamdanda alınan havanın soğutma sonrası sıcaklığını 30 °C, T₃ soğutma ortamından dışarıya gönderilen geri dönüş havası sıcaklığını 26 °C ve T₄ egzoz havasının sıcaklığının 46 °C olarak alınırđa denkleme 4.1'den ısı geri kazanım cihazı kapasitesi bulunabilir.

$$\dot{Q} = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (4.1)$$

$$\dot{Q} = 3,52 \cdot 1,007 \cdot 20 = 70892 \text{ W}$$

Plakanın ebatları olarak W (en) 0,5 m, L (boy) 0,6 m, H (yükseklik) 1 m, α (genişlik) 0,001 m olan 1Cr-V krom çeliği bir plaka seçilmiştir. Plaklar arası mesafe $b = 19,95 \cdot 10^{-3}$ m, D_h (hidrolik çap) $14,45 \cdot 10^{-3}$ m, β (ısı transfer alanı/ plaklar arası hacim) $249,7 \text{ m}^2/\text{m}^3$ olarak alınmıştır.

Sıcak yüzey alanı, soğuk yüzey alanı ve hacim hesaplanmak istenirse,

$$A_h = W \cdot L \quad (4.2)$$

$$A_h = 0,5 \cdot 0,6 = 0,3 \text{ m}^2$$

$$A_c = W \cdot H \quad (4.3)$$

$$A_c = 0,5 \cdot 1 = 0,5 \text{ m}^2$$

$$v = H \cdot W \cdot L \quad (4.4)$$

$$v = 0,5 \cdot 0,6 \cdot 1 = 0,3 \text{ m}^3$$

Isı transferi ve serbest akış oranları ise

$$\alpha = \frac{b \cdot \beta}{2 \cdot (\alpha + b)} \quad (4.5)$$

$$\alpha = \frac{19,95 \cdot 10^{-3} \cdot 249,7}{2 \cdot (1 \cdot 10^{-3} \cdot 19,95 \cdot 10^{-3})} = 118,9 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

Serbest akışın ön bölgeye oranı ise

$$\sigma = \alpha \cdot D_h \quad (4.6)$$

$$\sigma = 118,9 \cdot 4,45 \cdot 10^{-3} = 1,72 \text{ m}$$

Serbest akış bölgesinin sıcak ve soğuk bölgelere göre alanı ise,

$$A_{c1} = \sigma \cdot A_c \quad (4.7)$$

Denklem 4.7'den soğuk bölge alanı =0,86 m² ve sıcak bölge alanı =1,032 m² olarak bulunur.

$$Re = \frac{4 \cdot D_e \cdot G}{\mu} \quad (4.8)$$

$$G = \frac{W}{A} \quad (4.9)$$

Denklem 4.9'da hava debisi ve yüzey alanı değeri sıcak ve soğuk bölge için hesaplandıktan sonra her iki bölge için ayrı Re sayısı hesaplanmalıdır. Bu hesaplamalar sonrasında soğuk ve sıcak için ayrı ayrı, Re_c =12475 Re_h =10276 olarak bulunur. Kanatlı tip yüzeyle tasarlanan ilgili ısı değiştiriciye ait tablolar kullanılarak St.Pr^{1/3} değerlerine bakılırsa, soğuk taraf için 0,031 ve sıcak taraf için 0,035 değerleri okunur. Bu değerlerden St sayıları çekilirse soğuk ve sıcak için ayrı ayrı, St_c = 0,038 ve St_h=0,043 olarak bulunur.

$$St = \frac{h}{\rho \cdot V \cdot C_p} \quad (4.10)$$

Denklem 4.10 kullanılarak soğuk ve sıcak için ayrı ayrı, h_c = 156,5 W/m²K ve h_h =147,6 W/m²K olarak bulunur.

Bu işlemler sonrasında bulunan değerler Denklem 4.11' de yerine koyularak K değeri bulunur ve ilk atanan K değeri ile karşılaştırılır ve yakın olduğu görülürse atanan K değeri uygundur.

$$K = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{\alpha}{k} + R_{f,1} + R_{f,2} \quad (4.11)$$

$$K = \frac{1}{156,5} + \frac{1}{147,6} + \frac{0,001}{48,9} + 0,0004 + 0,0004 = 71,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\dot{Q} = K.A \Delta T_{lm} \quad (4.12)$$

$$A = \frac{70893}{71,5.4} = 248 \text{ m}^2$$

Denklem 4.12'den A değeri çekilirse $A = 248 \text{ m}^2$ bulunur.

4.1.4. Seçilen ısı değiştirgecinin maliyet ve işletme hesabının yapılması

Isı değiştirgeçi maliyet hesabı yapılmalıdır. Bu hesaplama yapılırken ilk olarak, yatırım maliyeti hesabı yapılmalıdır. Yatırım maliyeti için kullanılacak olan formül 4.9'da olduğu gibidir.

$$AÇ = \frac{i}{(1-(1+i)^{-n})} \quad (4.13)$$

Amortisman çarpanı için i (faiz oranı) %20 alınır ve n (sistem ömrü) 10 yıl alırsak, amortisman çarpanı 0,238 olarak bulunur ve ısı değiştirgeci birim yüzey maliyeti de 112 TL/ m² alınırsa yaklaşık $F_{yat} = 27776 \text{ TL}$ olarak bulunur.

$$F_{yat, yük} = A.AÇ.M \quad (4.14)$$

$$F_{yat, yük} = 248.0,238.112 = 6611 \text{ TL/Yıl}$$

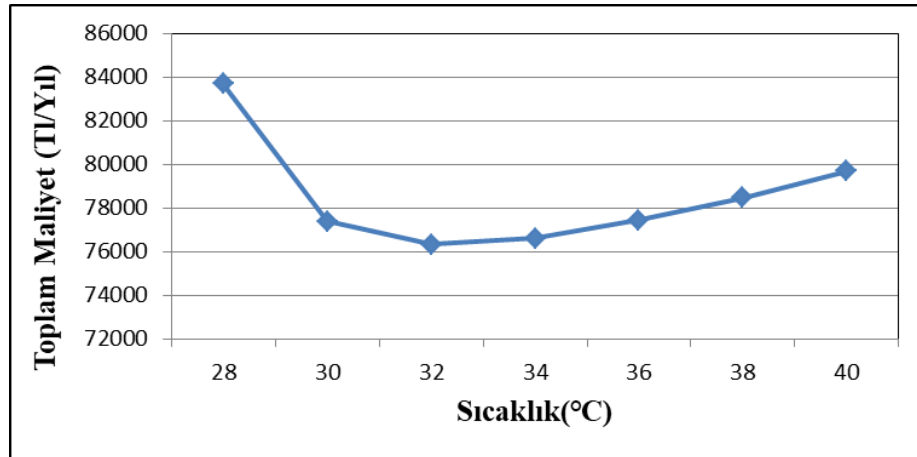
Bu sistemin maliyetinin piyasa araştırması sonucunda yaklaşık olarak 28000 lira olduğu tespit edilmiştir. (24 Mayıs 2019 tarihinde Merkez Bankası kurunda 1 Euro 6,8 liradır.)

$$F_{i\ddot{s}} = W_{komp,f,t}.N.f_{mot} \quad (4.15)$$

Denklem 4.10'da, gemide mevcut yardımcı makine 197 g/s'de, 1 kJ/s güç üretmektedir ve 1 litre marine tip dizel 4,7 Liradır. Motorine ait alt ısı değerleri 42700 kJ/Litre, gemi yardımcı makine verimi 0,5 alınırsa, $f_{mot} = 0,000220$ TL/kJ, kompresör çalışma süresi $t = 10$ saat/gün ve $N = 160$ gün/yıl çalıştığı kabul edilir ve ilgili değerler yerine koyulduğunda sonuç tablo 5.4.'de olduğu gibi olur. İncelenen gemide soğutma kapasitesi 382 kW ve kompresör işi hesaplamalar sonrasında 246960 kJ/h olarak bulunmuştur.

Tablo 4.3. Enerji geri kazanım cihazı maliyetlerini gösterir tablo.

$T_{öns}$ (°C)	ΔH (W)	W_{komp} (kJ/h)	A (m ²)	$F_{yat,yük}$ (TL/yıl)	$F_{iş}$ (TL/yıl)	F_{top} (TL/yıl)
-	-	246960	-	-	86930	86930
28	77982	196524	545	14527	69176	83703
30	70893	201060	248	6610	70773	77383
32	63804	205560	149	3971	72357	76328
34	56714	210096	100	2667	73954	76621
36	49625	214632	70	1866	75550	77436
38	42536	219168	50	1332	77147	78479
40	35446	223668	36	960	78731	79691



Şekil 4.3. Maliyet grafiği.

Tablo 4.3 ve Şekil 4.3 incelendiğinde seçilmesi gereken ısı geri kazanım cihazının soğutulan havanın 32 °C düşürüldüğü tasarımın olması gerektiği görülmektedir. Bu cihazın seçilmesi durumunda soğutma kapasitesinden yaklaşık olarak 63,8 kW tasarruf sağlanacaktır.



5. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİNİN ALTERNATİFİNİN İNCELENMESİ

Gemilerde soğutma ve iklimlendirme sistemleri incelendiğinde sıklıkla karşılaştığımız buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi çevriminde görevi, soğutucu akışkanı alçak basınç hattından emerek, yüksek basınç hattına basan eleman olan kompresör, buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde elektrik enerjisini en fazla kullanan elemandır.

Enerji verimliliği konusunda yapılan araştırmalar göz önüne alındığında, gemilerde kullanılan buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi yerine alternatif olarak kullanılabilen soğutma sistemlerinin incelenmesi kaçınılmazdır. Bu soğutma çevrimlerine bakacak olursak geniş bir kullanım alanı olan, absorpsiyonlu soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin alternatifi olarak kullanılabilirliği incelenmelidir.

5.1. Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutma prensibi buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde olduğu gibidir. Soğutucu akışkanın evaporatörde buharlaşması sonucunda soğutma sağlanır. Absorpsiyonlu soğutma sistemi ile buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi arasında ki asıl fark sistem içerisinde dolaşacak olan soğutucu akışkanın sevk etme farklılıkları ve buharlaştırma ile yoğunlaştırma işlemleri arasında oluşan basınç farklarıdır. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde kullanılan kompresörün görevini absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, absorber ve generatör yapar. Aynı zamanda buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde kompresör için gerekli olan enerji sisteme dışarıdan verilen mekanik bir enerjidir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde ise sisteme verilen enerji generatöre verilen direkt ısı şeklindedir. Jeneratöre verilen bu ısı genellikle düşük basınçlı buhar ya da sıcak sudan sağlanır [18].

Absorpsiyonlu soğutma sistemi dört ana elemandan oluşur. Bunlar, soğutma çevriminin alçak basınç tarafında bulunan, evaporatör ve absorber iken sistemin

yüksek basınç tarafında generatör ve kondanser yer alır. Bu sistemde soğutucu ve emici olmak üzere iki farklı eleman kullanılır. Bunlar soğutucu çifti olarak adlandırılır. Soğutucu için soğutma çevriminin akış şekli, kondanserden evaporatöre, sonra absorbere ve buradan generatöre, en son olarak tekrar kondansere dönerek soğutucu çevrimi tamamlanır. Emici ise absorberden geçer generatöre gider ve tekrar absorbere dönerek çevrimini tamamlar.

5.2. Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminin Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi İle Karşılaştırılması

Gemilerde mevcut buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi yerine tasarlanacak olan absorbsiyonlu soğutma çevrimini avantaj ve dezavantajları ile karşılaştıracak olursak,

Avantajları;

1. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde hareketli parça sayısı buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre daha azdır. Buda bakım ihtiyacını ve sistemdeki gürültü miktarını azaltır.
2. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri düşük evaporatör sıcaklıklarında daha avantajlıdır. Bunun sebebi ise buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde bulunan kompresörde meydana gelen sürtünme kayıpları ve aşırı kızdırma sorunları, absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde söz konusu değildir.
3. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri kolay ayarlanabilir ve kolay kontrol edilebilirler, aynı zamanda uzun ömürlüdürler.
4. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, %0 ila %100 arasında farklı değerlerde soğutma yükü sağlayabilirler.
5. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, sıcaklık değişimleri, genişleme valfinden yapılacak olan küçük ayarlarla korunabilir.
6. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, evaporatörde meydana gelen basınç ve sıcaklık azalmalarında, soğutma kapasitesinde ki düşme çok az olur.
7. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, hızlı bir şekilde soğutma yükü sağlanabilir.
8. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde ihtiyaç duyulan elektrik enerjisinin %2 ila %9 arasında bir değer kullanılmaktadır.
9. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, farklı sistem elemanlarını küçük bir alana yerleştirme ihtiyacı duyulduğunda, simetrik olarak yerleştirme yaparak etkili bir

çözüm gerçekleştirilebilir.

10. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin ilk yatırım maliyetleri yüksektir. Ancak ilk yatırım maliyetlerini yanında bakım ihtiyacı ve bakım masraflarının az olması, kolay kolay arızalanmaması bu sistemi buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminden daha avantajlı kılmaktadır [21].

Dezavantajları;

1. İlk kurulum maliyetleri yüksektir.
2. COP değerleri, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimiyle kıyaslandığında daha düşüktür.
3. Sistem boyutları daha büyük ve hantaldır.
4. Soğutmada ayarlanan yeni değere çok yavaş ulaşır.
5. Korozyona neden olan kimyasallar kullanılırsa, sistem korozyona uğrar ve bunun sonucunda cihaz ömrü azalır.
6. Absorber ömrü kısadır [23].

Absorbsiyonlu soğutucu sistemlerinde, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin aksine tek akışkan değil akışkan çiftleri kullanılır.

5.3. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Kullanılacak Olan Akışkan Çifti Özellikleri

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılacak olan akışkan çiftinin belirli özellikleri taşıması gerekmektedir. Bunlar;

1. Soğutucu akışkan ve absorber çevrimin çalışacağı sıcaklık aralıklarında katı faza geçmemelidir. Eğer akışkan katı faza geçerse çevrim duracak ve çalışmayacaktır.
2. Soğutucu akışkan, absorberden daha çabuk buharlaşmalıdır. Böylece jeneratörde ısıtılan karışımdan kolayca ayrılan soğutucu akışkan yoğuşturucuya gidebilir. Bu özellik sağlanamazsa jeneratör için daha yüksek sıcaklıklara ihtiyaç duyulacaktır.
3. Soğutucu akışkanın çalışma çevriminde ki çalışma basınçları çok yüksek veya çok alçak olması istenmez. Çok yüksek olursa, kullanılan malzemelerin kalınlığı artacak, çok düşük olursa da sisteme hava kaçağı gerçekleşecektir.
4. Akışkan çiftinin korozyon etkisi olmamalıdır.
5. Akışkan çifti zehirli ve yanıcı olmamalıdır.

6. Pompa işinin fazla yüksek olmaması için akışkan çiftinin viskozitelerinin düşük olması tercih edilir.
7. Soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısının yüksek olması durumunda çevrimde dolaşacak olan soğutucu ve absorber miktarı azalacaktır [21].

Yukarıda sıralanan maddelerin hepsini bir soğutucu akışkan çiftinde bulmak çok zor olabilir. Bu yüzden bu özelliklerin birçoğunu kapsayan ve piyasada kullanım oranı yaygın olan akışkan çiftleri incelenmelidir.

Bunlar Lityum Bromür (LiBr)- Su (H₂O) ve Amonyak (NH₃)- Su (H₂O) akışkan çiftleridir. Lityum Bromür (LiBr)- Su (H₂O) akışkan çiftinde absorber lityum bromür (LiBr) iken soğutucu eleman sudur (H₂O). Amonyak (NH₃)- Su (H₂O) akışkan çiftinde ise, absorber su (H₂O) iken soğutucu eleman amonyaktır (NH₃).

Lityum Bromür (LiBr)- Su (H₂O) akışkan çiftinin avantaj ve dezavantajları vardır. Bunlar;

5.4. Lityum Bromür (LiBr)- Su (H₂O) Karışımının Avantaj ve Dezavantajları

Avantajları;

1. Nem alıcı olarak da kullanılabilen LiBr uçucu bir madde değildir, böylece akışkanının zenginleştirilmesine ihtiyaç yoktur.
2. LiBr- H₂O akışkan çifti sistemi diğerlerine göre daha basittir ve daha düşük pompalama ihtiyacı olan düşük basınçta ve daha yüksek performans katsayısıyla (COP) çalışır.
3. Karışım zehirli değildir ve yanma özelliği yoktur.

Dezavantajları;

1. Sistem eksi derecelere inemeyeceği için sadece iklimlendirme amaçlı kullanılabilir.
2. Çözeltinin korozyon özelliği vardır.
3. Sistem yüksek vakum şartlarında çalışır.
4. Sistem için su soğurmalı bir kondenser gereklidir [27].

Absorbsiyonlu soğutma sistemi çalışabilmesi için bir ısı enerjisine ihtiyaç duymaktadır. Bu ısı enerjisi buhar sıkıştırılmalı sistemlerde kullanılan kompresör

yerine kullanılmaktadır. Genellikle bu ısı enerjisi atık ısı kaynaklarından karşılanmaktadır. İhtiyaç duyulan bu ısı için kullanılabilir kaynaklar ve sıcaklık değerlerini gösteren tablo aşağıda ki gibidir.

Tablo 5.1. Absorbsiyonlu soğutma sistemi için ısı kaynakları [9].

Isı Kaynağı	Sıcaklık (°C)
Petrol ürünlerinin yanması sonucunda oluşan ısı	600
Herhangi bir güç kaynağından ya da ısıtma sürecinden alınan düşük basınçlı buhar	100-120
Jeotermal ısı kaynakları	60-120
Kimyasal proseslerden alınan ısı	Geniş bir aralık söz konusudur.
Güneş enerjisi	70-100
Güneş enerjisi yüksek verimli kolektörlerle	200-500

6. GEMİLERDE ATIK ISI KAYNAKLARI

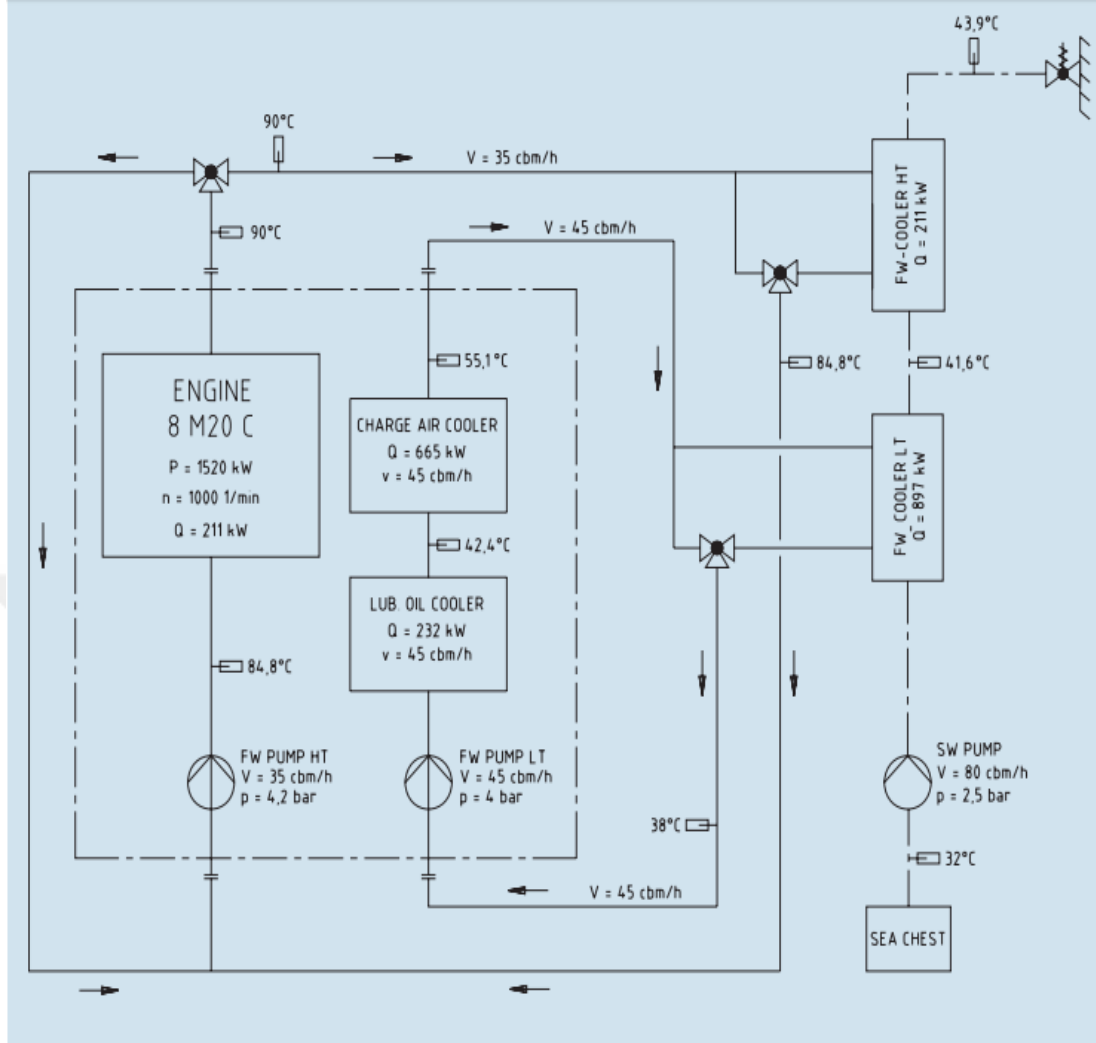
Dizel motor kullandıkları dizel yakıtın kimyasal enerjisini önce ısı enerjisine ve daha sonrada bu ısı enerjisinin belli bir bölümünü mekanik enerjiye çeviren cihazlardır. Bu işlem esnasında dizel makineler ısınır ve bu ısıyı dışarıya egzoz gazlarıyla ya da soğutma sistemleriyle atarlar. Isınmanın nedeni ise yanma odasında, yanma işlemi sonrasında oluşan sıcaklıkların yüksek olması ve sürtünmelerdir.

Motorlarda ısınan parçalar soğutulmadığı takdirde mekanik dayanımları azalır, aynı zamanda parçalar ısının etkisiyle genişler ve bu durum yağ boşluklarının azalmasına sebep olurken, bir yandan da yağlama yağı, yağlama özelliğini kaybetmeye başlar. Bu durum etkin yağlama olayını zafiyete uğratar ya da yağlamayı sıfıra indirir. Bu nedenlerden dolayı makinelerde soğutma işlemi önemlidir ve kesinlikle yapılması gerekmektedir.

MAK 8M20C makinelerinde tavsiye edilen soğutma sistemi Şekil 6.1.'de görülmektedir. Bu çevrimde üç adet akışkan çevrimi bulunmaktadır. Tatlı su ve yağlama yağı çevrimleri kapalı bir çevrimdir. Kapalı çevrim olan tatlı su ve yağlama çevrimleri açık bir çevrim olan deniz suyu ile soğutulmaktadır.

Kapalı bir çevrim olan tatlı su soğutma çevrimi temelde alçak sıcaklık (LT) ve yüksek sıcaklık (HT) olarak ikiye ayrılır. LT çevrimi LT tulumbası vasıtası ile şarj hava soğutucuları ve yağlama yağı soğutucuları soğuturken, HT tatlı su soğutma çevrimi HT tulumbası vasıtasıyla, ceket suyunu soğutmaktadır. Ana makine yağlama yağı HT ve LT soğutucuları ise deniz suyu ile soğutulmaktadır. Denizden alınan deniz suyu soğutma işlemini gerçekleştirdikten sonra tekrar denize gönderilir [41].

Ana makinelerden dışarıya atılan bir diğer ısı kaynağı ise egzoz bacası ile atılan ısıdır. Yanma odasında yüksek sıcaklıklarda gerçekleşen yanma olayından sonra meydana gelen yüksek sıcaklıklarda bir ısı enerjisi egzoz bacasından dışarı atılır. Yani kısaca özetleyecek olursak makineden dışarıya atılan kullanılabilir atık ısılar, egzoz gazları, ceket suyu soğutma suyu ve şarj havası soğutucularıdır [43].



Şekil 6.1. Bir gemide kullanılan MAK 8M20C dizel makinesine ait soğutma sistemi [42].

Bu tez kapsamında incelenen makineye ait bahse konu sıcaklıklar Tablo 6.1.'de gösterilmiştir.

Tablo 6.1. MAK 8M20C dizel motoruna ait su ve gaz çıkış değerleri [42].

Radyasyon Isı Kaybı	69 kW
Ceket Suyu Kuleri	232 kW
Şarj Hava Kuleri	648 kW
Yağlama Yağı Kuleri	211 kW
Egzoz Gazı Sıcaklığı Makineye Hava Girişi 45 °C ise	350 °C
Egzoz Gazı Kütlesi Makineye Hava Girişi 45 °C ise	11060 kg/h

Dışarıya atılan bu atık ısılar incelendiğinde egzoz bacasından dışarıya atılan atık ısı miktarı diğerlerine göre daha fazla olduğu görülmektedir.

Bir deniz tipi dizelden ortalama %48-51 arasında bir atık ısı hiçbir sistemde tekrar kullanılmazsa atmosfere ve denize geri bırakılır. Bu atık ısılar Şekil 6.2.'de gösterilmiştir. Atık ısıların geri kullanılması bize enerji tasarrufu sağladığı gibi maliyetleri de düşürecektir [16]. Bu atık ısılardan egzoz gazında mevcut atık ısıyı absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılabilirliği bu çalışma kapsamında incelenecektir.

6.1. Egzoz Gazının Atık Isısının Kullanılabilirliği

Gemilerde egzoz baca gazı ile çevreye atılan atık ısı, makinelerde oluşan ısı kayıplar nedeniyle değişmektedir. Gemilerde egzoz ısı dışarıya atılmadan önce, kazanlarda besleme suyunu ya da yakma havası ısıtmak suretiyle geri kazanımları olduğu gibi, tatlı su ısıtma sistemlerinde kullanılarak sıcak su da elde edilebilmektedir. Bunların yanı sıra dışarıya atılan bu ısı enerjisi, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin jeneratörlerinde kullanılabilir. Böyle bir kullanım amaçlandığında baca gazı sıcaklıkları belli aralıklarla çekilecek ve belli aralıklarla bacanın tekrar ısınmasına olanak sağlanacak bu şekilde bacada yoğunlaşmaların önüne geçilmiş olacaktır.

Enerji geri kazanımında baca gazı sıcaklıklarında düşülebilecek minimum değerler baca gazlarının yoğunlaşma sıcaklığı ile ilgilidir. Yoğunlaşma sıcaklığı ise baca gazındaki kükürt dioksit yani yakıtta ki kükürt miktarına bağlıdır. Doğalgaz kullanımında bu sıcaklık 130-150 °C iken katı yakıt kullanımında 130-200 °C'dir [27].

Egzoz gazının kalitesi kullanılan makine marka model ve tipine göre büyük farklılıklar göstermektedir. İki zamanlı makinelerde egzoz gazı sıcaklıkları 300 – 345 °C arasındayken, dört zamanlı makinelerde bu değer 345 – 500 °C aralığındadır. Tabii egzoz gazından çekilebilecek enerjinin sınırlı olacağı unutulmamalıdır. Düşük baca sıcaklıklarında bacada asit oluşacağından düşülebilecek baca sıcaklığı sıvı yakıtlarda 140 °C altında olmamalıdır [1].

Egzoz bacasından atılan atık ısı aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanabilir.

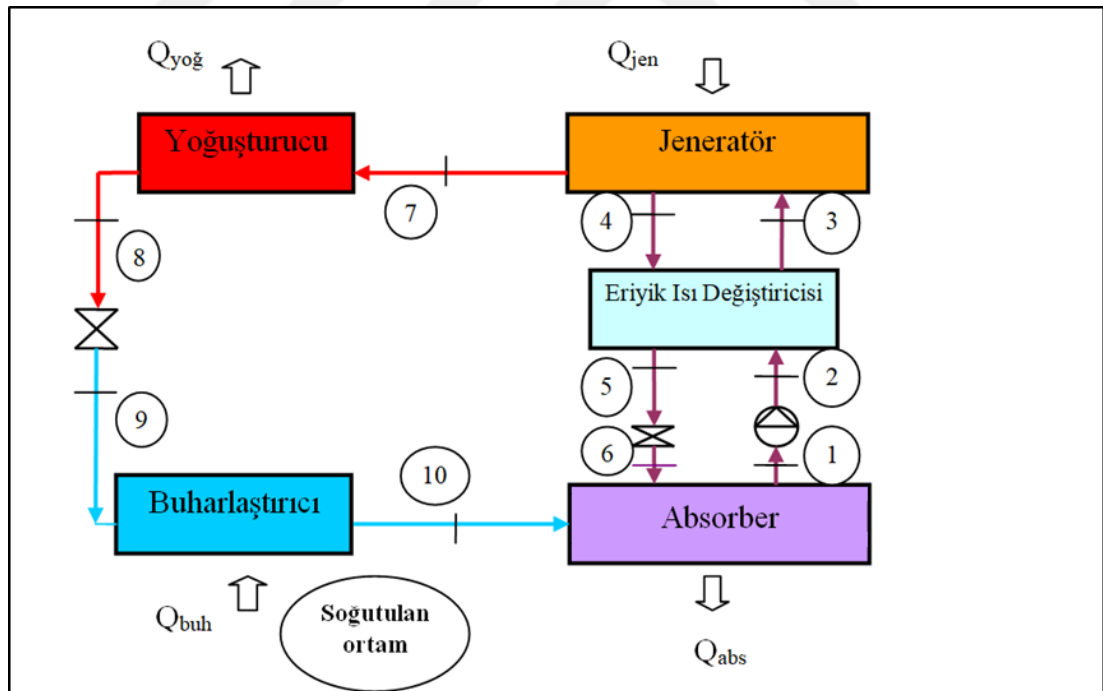
$$\dot{Q}_e = m \cdot C_{p,e} \cdot \Delta T \quad (6.1)$$

Verilen denklemler de m baca gazının kütleli debisini, $C_{p,e}$ egzoz gazı özgül ısısını ve ΔT dışarıya atılan egzoz gazı sıcaklığı ve düşülebilecek sıcaklık farkını ifade etmektedir.

Egzoz gazı (m) 11060 kg/h ve $C_{p,e}$ 1,01 kJ/ kg°C alınır T_2 sıcaklığı 350 °C alınır ve T_1 sıcaklığı bacada düşülebilecek en düşük sıcaklık olan 140 °C alınırsa \dot{Q}_e değeri 651,6 kW bulunur.

6.2. Egzoz Gazı Artık Isısı İle Tasarlanan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Lityum bromür (LiBr)- Su (H_2O) akışkan çiftini kullanan absorbsiyonlu soğutma sistemleri klima sistemleri için gerekli soğutma sıcaklık seviyelerini yüksek COP değerinde temin edebilmekte ayrıca insan sağlığının söz konusu olduğu durumlarda da güvenli kullanılabilirler. Bu nedenlerden dolayı gemiler içinde kullanımı oldukça elverişli olacağı düşünülen çevrim için akışkan çifti olarak lityum bromür (LiBr)- Su (H_2O) seçilmiştir.



Şekil 6.2. Tek kademeli absorbsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi [9].

Absorbsiyonlu çevrimin performansını arttırmak iki veya üç kademedeki absorbsiyonlu soğutma sistemi oluşturulabileceği gibi, buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi ile kombine çalışabilen soğutma sistemi tasarlanıp enerji analizi ve COP

değerleri araştırılabilir. Gemilerden atılan ısının fazla olması ve yer problemi düşünüldüğünde, klima sistemi enerji geri kazanımı kullanımıyla beraber gemiler için tek kademeli absorpsiyonlu çevrim yeterli olacaktır. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi Şekil 6.2.'de verilmiştir.

6.3. Lityum Bromür (LiBr)-Su (H₂O) Çevrimi

LiBr-su eriyiği kullanan absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibini aşağıdaki gibi özetlemek mümkündür;

(1)-(3): Absorberden çıkan eriyik LiBr bakımından fakirdir. Bu eriyik bir pompa yardımıyla ısı değiştiricisinden geçerek jeneratöre gelir.

(3)-(7): Jeneratörde dışarıdan alınan ısı enerjisiyle soğutucu akışkan buharlaşarak eriyikten ayrılır.

(4)-(6): Jeneratörde eriyik içinden soğutucu buharının ayrılmasıyla LiBr bakımından zenginleşen eriyik (zengin eriyik) ısı değiştiricisine gider. Burada ısı değiştiricisinden geçerken fakir eriyiğe ısı verir ve sonra absorbere geri döner.

(7)-(8): Jeneratörden buharlaşarak yoğuşturucuya giren soğutucu buharı burada yoğuşarak dışarıya ısı atar. Yoğuşturucuda dışarıya ısı atarak yoğuşan akışkan, yoğuşturucudan tamamen doymuş sıvı veya sıkıştırılmış sıvı olarak çıkar.

(8)-(9): Soğutucu akışkan, buharlaştırıcıya girmeden önce bir kısılma vanasından geçirilir ve kısılarak buharlaştırıcıya gönderilir.

(9)-(10): Buharlaştırıcıya kısılarak giren soğutucu akışkan burada buharlaşır. Burada buharlaşma olayı gerçekleşirken, buharlaşma için gerekli olan ısıyı soğutulan ortamdan çeker. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan absorbere girer.

(10)-(1): Zengin eriyik, ısı değiştiricisinden geçip ısı verdikten sonra bir kısılma vanasında absorber basıncına indirilir, absorber basıncına kısılan zengin eriyik, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu buharını absorbe eder. Bu işlem esnasında ısı meydana çıkar. Absorpsiyon işleminin sağlıklı bir şekilde gerçekleşebilmesi için açığa çıkan bu ısının absorberden dışarıya atılması gerekir. Absorber içinde tekrar LiBr bakımından fakir hale gelen eriyik (fakir eriyik), bir pompa vasıtasıyla tekrar jeneratöre gönderilir ve çevrim bu şekilde devam eder [9,24].

6.4. Lityum Bromür (LiBr)– Su (H₂O) Akışkan Çiftli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Termodinamik Analizi

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

Analiz sürekli rejim şartlarında yapılmıştır.

Jeneratörden ayrılan soğutucu buharının sıcaklığı ve basıncı, jeneratör sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.

Yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş sıvı fazındadır.

Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş buhar fazındadır.

Absorberden çıkan eriyik, absorber basıncı ve sıcaklığında denge halindedir.

Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.

Absorbsiyonlu sistemde pompanın tükettiği iş ihmal edilmiştir.

Yoğuşturucu ve absorber aynı kaynak tarafından soğutulduğundan absorber çıkış sıcaklığı yoğuşturucu çıkış sıcaklığına eşittir ($T_1=T_8$).

Absorbsiyonlu soğutma sistemini oluşturan her bir eleman Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem (SASA) olarak ele alınıp, her bir eleman için ayrı ayrı süreklilik denklemi ve termodinamiğin I. kanunu yazılarak ısı kapasiteleri bulunabilir [5,7,20].

Süreklilik denklemi:

$$\Sigma m_g = \Sigma m_{\dot{\chi}} \quad (6.2)$$

Termodinamiğin Kanunu:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Sigma \dot{m}_{\dot{\chi}} \left(h_{\dot{\chi}} + \frac{V_{\dot{\chi}}^2}{2} + g_{z_{\dot{\chi}}} \right) - \Sigma \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g_{z_g} \right) \quad (6.3)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Sigma \dot{H}_{\dot{\chi}} - \Sigma \dot{H}_g \quad (6.4)$$

Jeneratörde kütle ve enerji denge eşitlikleri

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (6.5)$$

$$\dot{m}_3 \cdot x_3 = \dot{m}_4 \cdot x_4 + \dot{m}_7 \quad (6.6)$$

$$\dot{Q}_{jen} = \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad (6.7)$$

Absorberde kütle ve enerji denge eşitlikleri

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad (6.8)$$

$$\dot{m}_1 \cdot x_1 = \dot{m}_6 \cdot x_6 + \dot{m}_{10} \cdot x_{10} \quad (6.9)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad (6.10)$$

Yoğuşturucuda (kondanser) kütle ve enerji denge eşitlikleri

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (6.11)$$

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_8) \quad (6.12)$$

Buharlaştırıcıda (Evaporatör) kütle ve enerji denge eşitlikleri

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (6.13)$$

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_9 \cdot (h_{10} - h_9) \quad (6.14)$$

Eriyik ısı değiştiricisi (EID) kütle ve enerji denge eşitlikleri

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (6.15)$$

$$x_2 = x_3 \quad (6.16)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (6.17)$$

$$x_4 = x_5 \quad (6.18)$$

$$\dot{Q}_{EID} = \dot{m}_4 \cdot (h_4 - h_3) \quad (6.19)$$

Eriyik genişleme valfinde ki kütle ve enerji denge eşitlikleri

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (6.20)$$

$$h_5 = h_6 \quad (6.21)$$

Soğutkan genişleme valfindeki kütle ve enerji denge eşitlikleri

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (6.22)$$

$$h_8 = h_9 \quad (6.23)$$

Pompadaki kütle ve enerji denge eşitlikleri

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (6.24)$$

$$\dot{W}_{pompa} = \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_1) \quad (6.25)$$

LiBr – H₂O akış oranı

$$f = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_7} = \frac{x_3}{x_4 - x_3} \quad (6.26)$$

Absorbsiyonlu çevrimin soğutma tesir katsayısı (Performans Katsayısı)

$$STK_{abs} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{jen} + \dot{W}_{pompa}} \quad (6.27)$$

Bu denklemde pompa işi çok küçük bir değer olduğu için ihmal edilebilir.

$$STK_{abs} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{jen}} \quad (6.28)$$

6.5. Gemideki Mevcut Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminin Absorbsiyonlu Sistemle Değiştirilmesi

Gemide mevcut olan soğutma sisteminin absorbsiyonlu soğutma sistemi ile değiştirilmesi sonucunda oluşacak olan absorbsiyonlu soğutma çevrime ait termodinamik özellikleri Tablo 6.2.'de, absorbsiyonlu sistemin elemanlarının ısı kapasiteleri ve tesir katsayısı Tablo 6.3.'de gösterilmiştir. Tasarlanan sistem maliyeti için yapılan piyasa araştırmasında 382 KW'lık soğutma yükü olan sistemin fiyatının

yaklaşık 349160 lira olduğu tespit edilmiştir. (29 Mayıs 2019 tarihinde Merkez Bankası kurunda 1 Dolar 6,02 liradır.)

Tablo 6.2. Çevrimin çeşitli noktalarında ki termodinamik özellikler.

Akım No	T(°C)	P(kPa)	h (kJ/kg)	x (%LiBr)	m _{nor} (kg/s)	m _{igk} (kg/s)
1	40	0,8129	100	55	0,978	0,816
2	40	7,375	100	55	0,978	0,816
3	64,2	7,375	227,5	55	0,978	0,816
4	100	7,375	355	66	0,815	0,68
5	71	7,375	202	66	0,815	0,68
6	71	7,375	202	66	0,815	0,68
7	100	7,375	2574,3	-	0,163	0,136
8	40	7,375	167,45	-	0,163	0,136
9	4	0,8129	167,45	-	0,163	0,136
10	4	0,8129	2508,9	-	0,163	0,136

Tablo 6.3. Sistem elemanlarının ısı kapasiteleri ve tesir katsayısı.

\dot{Q}_{kay}	486,4 kW
\dot{Q}_{buh}	382 kW
\dot{Q}_{abs}	475,8 kW
$\dot{Q}_{yoğ}$	386,7 kW
\dot{Q}_{EID}	103,9 kW
STK	0,79

6.6. Gemideki Mevcut Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemine Isı Geri Kazanımı Elde Edildikten Sonra Absorbsiyonlu Sistemle Değiştirilmesi

Gemide mevcut olan soğutma sisteminin ilk önce ısı geri kazanımı elde edilerek soğutma yükü 63,8 kW düşürüldükten sonra, geriye kalan 318,2kW soğutma yükü için absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlanması sonucunda oluşacak olan yeni çevrime ait sistemin elemanlarının ısı kapasiteleri ve tesir katsayısı Tablo 6.4.'de gösterilmiştir. Böyle bir sistem maliyeti için yapılan piyasa araştırmasında 320 KW'lık soğutma yükü olan sistemin fiyatının yaklaşık 301000 lira olduğu tespit edilmiştir ve sistem için kullanılacak olan ısı geri kazanım cihazı fiyatı yaklaşık 28000 lira olduğu düşünülürse toplam sistem maliyeti yaklaşık 329000 lira olacaktır.

Tablo 6.4. Enerji geri kazanımlı sistem elemanlarının ısı kapasiteleri ve tesir katsayısı.

\dot{Q}_{kay}	405,7 kW
\dot{Q}_{buh}	318,2 kW
\dot{Q}_{abs}	396,9 kW
$\dot{Q}_{yoğ}$	327,3 kW
\dot{Q}_{EID}	86,7 kW
STK	0,78

6.7. Gemideki Mevcut Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminin Absorbsiyonlu Sistemle Değiştirilmesinin Dezavantajları

Absorpsiyonlu soğutma sistemi, klasik buhar sıkıştırılmalı sisteme göre daha fazla hacimli ve kütleli olacağı için gemide monte edileceği uygun bir mahal hazırlanmalıdır. Monte edilen sistemin geminin trim ve meyiline olan olumsuz etkileri ile bu sistemin geminin batma tonajına olan etkisi incelenmelidir. Montaj işlemi sonucunda geminin paralel batması ile gerçekleşecek olan ek artı yakıt masrafları da göz önünde bulundurulmalıdır.

Tez kapsamında incelenen geminin boş deplasman değeri 2780,3 ton, tam yük deplasman değeri 8933,7 ton ve deadweight değeri 6153,4 tondur. Yani 6153,4 ton taşıma kapasitesi olan bir gemide yapılacak olan balast ve kargo sarnıçları operasyonları kapsamında oluşacak ağırlık farklılıkları göz önüne alındığında tasarlanacak olan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin geminin paralel batması ve ilave yakıt masraflarına etkisi göz ardı edilebilir değerlerde olacaktır.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kristalleşmeye karşı bir önlem alınması gerekebilir. Eğer kristalleşme olursa jeneratör çıkış absorber giriş hattı tıkanır ve zengin eriyik absorbere geri dönemez. Böyle bir durum söz konusu olduğunda jeneratörde ki eriyik seviyesi yükselir. Seviyesi yükselen zengin eriyik bir by-pass devresiyle absorbere gönderilebilir. Bu şekilde absorberde ki sıcaklık yükselecektir. Sulandırılmış fakir eriyik tekrar bir pompa vasıtasıyla kaynatıcıya gönderilir. Fakir eriyik sıcaklığı bu işlemler sonucunda yükseleceğinden jeneratör devreleri ısınır ve tıkalı olan zengin eriyik dönüş devresinin tekrar açılmasına yardımcı olur. Bu işleme otomatik dekrizalizasyon adı verilir.

Isı geri kazanım cihazı kullanılarak tasarlanacak olan absorpsiyonlu soğutma sisteminde ilk kurulum maliyetleri artacak ve geri kazanım cihazının ekstra bakım ve işletim masrafları olacaktır.

6.8. Gemideki Mevcut Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminin Absorpsiyonlu Sistemle Değiştirilmesi Durumunda Elde Edilecek Kazançlar

Soğutma sistemi incelenen gemide elektrik enerjisini sağlamak amacıyla alternatörleri çeviren üç adet Volvo Penta D 16 MG dizel makine kullanılmaktadır. Bahse konu dizeller elektrik üretmek amacıyla kullanıldığından sabit devirde çalıştırılmaktadır ve bu devir 1400 RPM'dir. Volvo Penta D 16 MG dizel makinelerin akaryakıt sarfiyatları 1400 RPM' de bir saatte 197 g/kW'dır [47].

Gemide mevcut kullanılan buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminde kullanılan kompresörlerin çektiği yük saatte 29,2 kW'dır. Sistemde kademeli olarak en az bir en çok 3 kompresör devamlı devrede olacağı düşünülürse soğutma sistemi bir saatte 29,2 ila 87,6 kW arasında yük çekecektir. Bu soğutma sistemine ait yakıt tüketimi

Tablo 6.5.'de verilmiştir. Tablo 6.5'de görüldüğü üzere tasarlanan sistemin yakıt tasarrufu günlük 138057,6 g ile 414172,8 g arasında olacaktır.

Kullanılan buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde ısı geri kazanım cihazı kullanıldığında 63,8 kW enerji tasarrufu sağlanacaktır. Bu değer soğutma yükünün yaklaşık %16,7'sini oluşturmaktadır. Isı geri kazanım kullanıldıktan sonra absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlanması sistem elemanlarının boyutlarını dolayısıyla sistemin hacmini ve maliyetini düşmesine neden olacaktır.

Tablo 6.5. Yakıt tüketimi.

	1 Kompresör	2 Kompresör	3 Kompresör
	Devrede	Devrede	Devrede
Çekilen Yük	29,2 kW	58,4 kW	87,6 kW
Yakıt Tüketimi/Saatlik	5752,4 g	11504,8 g	17257,2 g
Yakıt Tüketimi/Günlük	138057,6 g	276115,2 g	414172,8 g

Egzoz gazı ile dışarıya atılan ısı enerjisi 651,6 kW olarak hesaplanmıştır. Bu değer bizim tasarlanan absorpsiyonlu soğutma sistemi ihtiyacından 165,2 kW daha fazla iken ısı geri kazanım cihazı kullanılarak tasarlanan absorpsiyonlu soğutma sistemi ihtiyacı olan ısı enerjisinden 245,9 kW daha fazla olacaktır. Dışarıya atılan bu ısı enerjisi de başka sistemlerde geri dönüşüm olarak kullanılabilme imkanı mevcuttur. Baca atık ısısından elde edilecek değerler jeneratörde gerekli olan ısı değerinden fazla olması sistemdeki ısı kayıpları göz önünde bulundurulunca daha avantajlıdır.

Bunlara ilave olarak tasarlanan sistemlerde baca iç sıcaklığının düşeceği değerler kontrol amacıyla tekrar hesaplandığında absorpsiyonlu soğutma sisteminde 193 °C (53 °C fazla), ısı geri kazanımı yapılarak tasarlanan absorpsiyonlu soğutma sisteminde 219 °C (79 °C fazla) olduğu görülecektir. Bu sıcaklık değerleri bize egzoz bacasında yoğuşma olmadan tasarlanan sistemlerin çalışabileceğini göstermektedir.

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin mevcut buhar sıkıştırma sistemiyle maliyet bakımından karşılaştırılacak olursak tasarlanan sistemin maliyeti $349160 - 272000 = 77160$ lira daha fazladır. Tablo 6.5.'e bakıldığında bu sistem kullanılırsa tasarruf yapılacak motorin değerleri görülmektedir. Bahse konu değerlerin aritmetik ortalaması alınrsa ve sistemin günde 10 saat çalıştığı varsayılırsa yaklaşık 115 kg motorinden günlük olarak tasarrufu sağlanacaktır.

29 Mayıs 2019 tarihinde marine tip dizel fiyatlarına bakıldığında yaklaşık olarak 1000 kg 4700 lira olduğu görülmüştür. 77160 lira yaklaşık 16417 kg marine tip dizele denk gelmektedir. Bu tasarlanan sistemin kendisini yaklaşık 143 günde amorti edeceği anlamına gelmektedir.

7. GEMİ DİZEL MAKİNELERİ KAYNAKLI EGZOZ EMİSYONLARI

Dizel makinelerde bazen damıtma türü yakıtlar bazense atık yakıtlar kullanılabilir. Bu yakıtları üreten petrol şirketlerine göre, türlü yakıtlar türlü isimlerle adlandırılabilir. Ancak hepsini oluşturan temel yapı taşları hidrojen, karbon ve kükürttür. Dizel makineler içten yanmalı makinelerdir. Yakıtın kimyasal enerjisini bir kısmını silindirler vasıtası ile doğrudan mekanik enerjiye çevirirler. Gemilerde kullanılan dizel makinelerin büyük bir kısmı motorin adı verilen “Diesel Oil” veya “Marine Diesel Oil” yakıtlarıyla çalışmaktadır [28].

7.1. Dizel Makinelerde Yanma

Günümüzde dizel makinelerde kullanılan yakıtlar ham petrolün damıtılması işlemi neticesinde elde edilirler. Ham petrolün yapısı karbon ve hidrojenden oluşur bu yüzden ham petrol “Karbonlu Hidrojen” veya bir “Hidrokarbon” türüdür. Dünyada farklı bölgelerden çıkarılan ham petrolün özellikleri birbirinden farklılıklar gösterir. Bu yüzden, ham petrolün bileşenlerin ağırlık oranı %11-%15 hidrojen ve %84-%88 karbon değerleri arasında değişebilir [28].

Silindirlerde gerçekleşen yanma kimyasal bir olaydır. Yanma olayı esnasında yakıt içerisinde bulunan karbon ve hidrojenler, oksijenle birleşerek ısı açığa çıkarırlar. Yanma işlemi için oksijene ihtiyaç vardır. Bu gerekli olan oksijen havadan karşılanmaktadır. Hava bir gaz karışımı olup içerisinde, oksijen, azot ve küçük miktarlarda su buharı, karbondioksit, argon ile diğer soy gazlardan oluşmaktadır. Havayı meydana getiren maddelerin oranları yaklaşık olarak, Azot %78, Oksijen %21, Karbondioksit ve diğer gazlar %1’ dir.

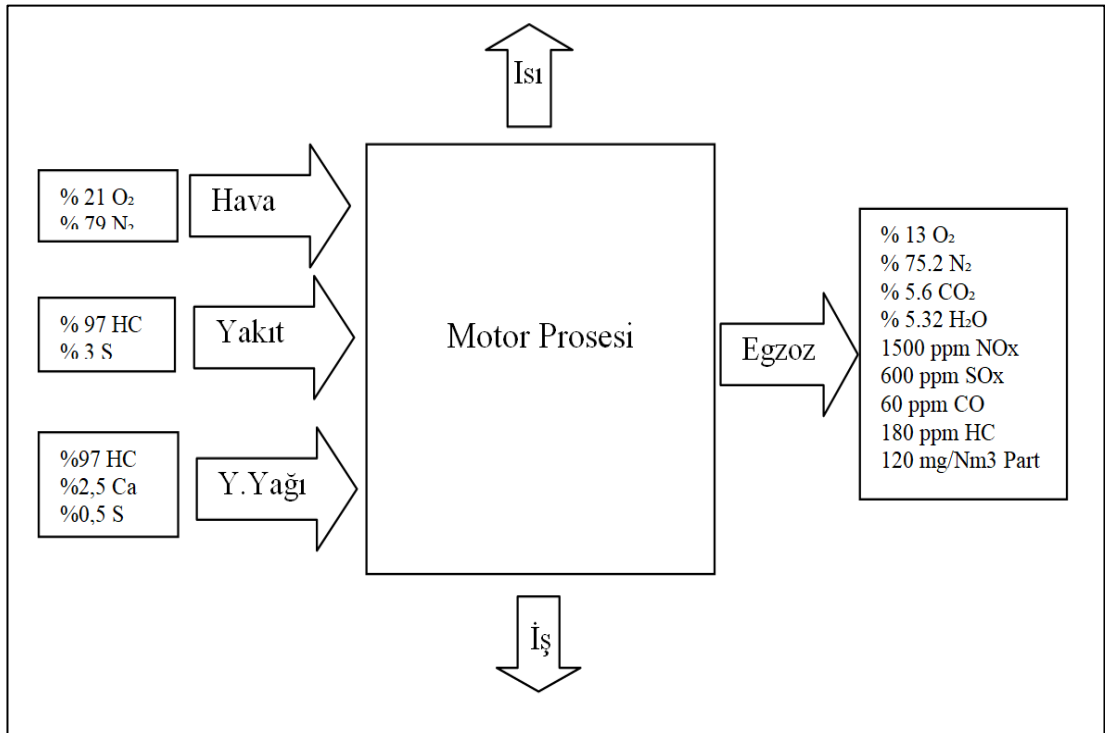
7.2. Dizel Makinelerde Yanma Sonucu Oluşan Emisyonlar ve Zararları

Havada, dünyamızda ki diğer ortamlar olan su ve toprak gibi kirlenebilir. Havayı kirleten temel nedenlerden bir tanesi, kimyasal yakıtların yanması sonucu oluşan zararlı atıklardır. Bir dizel makinesinin çalışma esnasında ısı oluşmakta ve egzoz gazları ortaya çıkmaktadır.

Dizel makinelerde yanma olayı sırasında, yanma odasına bir miktarda yağlama yağı sızmaktadır. Yanma odasına sızan bu yağlama yağı hava ve yakıt ile beraber yanmakta ve bu yanma işlemi sonucunda egzoz gazı emisyonları oluşmaktadır. Yanma olayından sonra oluşan bu emisyonlar hava kirlenmesine neden olurlar. Gemilerde kullanılan dizel makineler de yanma sonucunda oluşan egzoz gazı emisyonlarında, kükürt oksitler, azot oksitler, karbon monoksit, azot, oksijen, karbondioksit ve su buharı ile kısmen reaksiyona girmiş ama tam yanmamış hidrokarbonlar ve partikül materyallerden oluşur [40].

Dizel makinelerde egzoz emisyonu oluşumu oldukça karmaşık bir işlemdir. Çünkü dizel makinelerde oluşan egzoz emisyonu makinelerin marka, model, makinelerde kullanılan yakıt içerisinde bulunan karbon ve hidrojen elementleri sayısına, yanma odasına giren hava miktarına, yanma sıcaklığına ve makinede emisyon düşürme amacıyla kullanılan sitemlere göre değişir. Dizel makinelerde emisyon gazlarının yanında partikül maddelerde oluşur.

Bir motor prosesi için gerekli olan, hava, yakıt, yağlama yağı sisteme girerken, proses sonrasında, iş, ısı ve egzoz ortaya çıkar bu değerler Şekil 7.1.'de gösterilmiştir.

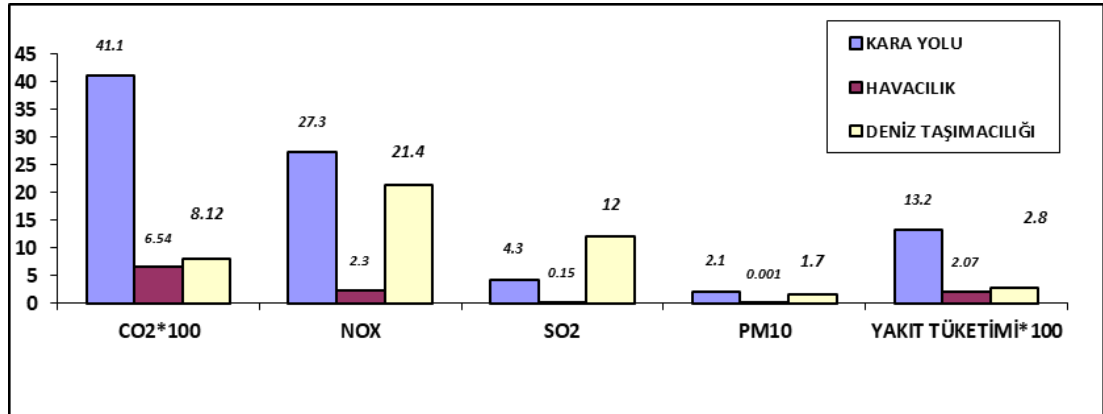


Şekil 7.1. Düşük devirli dizel motorundan yayılan egzoz emisyonları [35].

7.3. Egzoz Emisyonlarının Zararları

Soluduğumuz hava tüm canlılar için temel yaşam maddelerinden biridir. Dünyamızı çevreleyen atmosfer bizi güneşin zararlı ışınlarından korurken güneşten gelen ışınlarında tekrar uzaya geri dönmesine izin vermelidir. Etrafımızı saran havanın kirlenmesinin insanlar için olumsuz sonuçları olacaktır. Havayı oluşturan tüm gazların havada dengeli bir dağılım oranı vardır ve bu denge bozulmamalıdır. Kullanılan katı yakıtlar sonucu oluşan egzoz emisyonları havanın dengesini bozmakta havanın kalitesini düşürmektedir.

Dünyadaki egzoz emisyon oranlarının artmasına tüm taşımacılık yöntemleri neden olurken deniz taşımacılığının buna katkısı da azımsanmayacak seviyededir. Uluslararası deniz taşımacılığı nedeniyle oluşan temel zararlı bileşikler karbondioksit (CO₂), azot oksitler (NO_x), karbon monoksit (CO), uçucu organik bileşikler (VOC), kükürt dioksit (SO₂), siyah karbon (BC) ve partikül maddedir (PM). Gemi emisyonlarından kaynaklanan baskın aerosol bileşeni SO₂'nin oksidasyonu ile oluşan sülfattır (SO₄). Yapılan bir araştırma, mevcut gemilerin yılda yaklaşık 280 milyon metrik ton yakıt tükettiğini ve bunun sonucunda oluşan CO₂ emisyonunun, 2000 yılında tüm insan kaynaklı CO₂ emisyonlarına yaklaşık %2,7'si olduğunu göstermektedir [14].



Şekil 7.2. Ulaşım sonucu oluşan yıllık emisyon değerleri (1 Tg = 1×10¹² g = Mt) [11].

Gemi nakliyatından kaynaklanan NO_x ve SO_x emisyonları, diğer nakliye türlerine göre nispeten yüksektir. Çünkü gemilerde kullanılan dizel motorlarında, etkili emisyon düşürme yöntemleri halihazırda kullanılmamaktadır. Bir diğer nedeni ise, açık okyanuslar da çalışan gemilerin çoğu tarafından kullanılan yüksek kükürt içeriği

olan (%2,4-%2,7) dizel yakıtlardır [15]. Önemli olan, ilerideki yıllarda, deniz ticaretinde öngörülen büyümeden dolayı artan emisyonları dengelemek için spesifik adımların atılarak emisyonlarda önemli oranda düşüşe ihtiyaç duyulduğunun farkına varmaktır.

Bu kapsamda deniz taşımacılığında kaynaklanan emisyonlarında düşürülmesi için çalışmalar yapılmaktadır.

7.4. Dünya Deniz Taşımacılığı Egzoz Emisyonlarına Getirilen Kural ve Kısıtlamalar

Deniz taşımacılığı kaynaklı emisyonlar 2000 ve 2050 yılları arasında %110 miktarında artmaya devam edecektir [13]. Bu artışın çevreye ve insan sağlığına verdiği zararlar düşünüldüğünde, bu hususta yaptırım gücü yüksek ve acil önlemler alınması gerekmektedir. Bu konuda en etkili çalışmaları yapan kuruluşların başında Uluslararası Denizcilik Örgütü (International Maritime Organization, IMO) gelmektedir. Uluslararası Denizcilik Örgütü'nün ana misyonu ve sorumluluğu, denizcilik endüstrisi ve deniz güvenliği için, güvenlik, teknik iş birliği, çevre sorunları ve yasal konular gibi faaliyetler kapsamlı düzenlemeler ve politikalar geliştirmek ve korumaktır.

Gemilerden kaynaklanan kirliliğin önlenmesi kapsamında IMO tarafından MARPOL 73/78 (International Convention For The Prevention of Pollution From Ships) düzenlenmiştir. MARPOL 73/78 altı adet Ek 'ten oluşmaktadır.

Ek-VI yani 'Gemilerden Kaynaklanan Hava Kirliliğini Önleme Kuralları' sözleşmesi, 1 Ocak 2013 tarihinden itibaren uluslararası denizlerde seyir yapan gemilerde zorunlu hale getirilmiştir. Bu sözleşme 23 düzenlemeye sahiptir. Bu düzenlemelerden Düzenleme 13: Azot Oksitler ve Düzenleme 14: Kükürt Oksitler ve Partikül Maddeler olarak sınıflandırılmıştır.

Bu sözleşmeyi kabul eden ülkeler sözleşmede belirtilen kurallara ve limitlere uymak zorundadır. Bu kapsamda IMO belirli ülkelere ait bazı kıyı kesimlerinde, Emisyon Kontrol Alanları (Emission Control Area, ECA) ilan etmiştir. ECA alanlarında, ECA ve SOx ECA alanları olarak ikiye ayırmıştır. ECA alanlarında, NOx ve SOx limitleri

göz önüne alınırken, SO_x ECA alanlarında yalnızca SO_x için geçerli olan limitler göz önüne alınmaktadır.

Türkiye Cumhuriyeti MARPOL 73/78 Ek-VI sözleşmesine Şubat 2014 tarihinde imzalayarak şartları kabul etmiştir [9]. Ülkemizde MARPOL 73/78 Ek-VI sözleşmesine taraf olduktan sonra gemilerden yayılan egzoz emisyonlarının ölçülmesi ve azaltılması için yöntemler bulunmasına yönelik çalışmalara başlanmıştır.

Gemilerden yayılan emisyon değerlerini düşürmek için, şirketler tarafından yapılan bu çalışmaların yarar ve zarar dengesinin yanında maliyet etkinliği de göz önünde bulundurulması gerekmektedir.



8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada gemilerde enerji verimliliğini arttırmak ve IMO tarafından koyulan kurallar kapsamında CO₂, NO_x ve SO_x emisyonlarını düşürmek için çözümler aranmıştır.

Tez kapsamında Deniz Kuvvetleri Komutanlığı'na ait bir Lojistik Destek Gemisi iklimlendirme sistemi incelenmiştir. İncelenen gemide bulunan soğutma grubunun fiyatı yaklaşık olarak 272000 liradır. (24 Mayıs 2019 tarihinde Merkez Bankası kurunda 1 Euro 6,8 liradır). Gemide tek kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi mevcuttur. Gemide soğutma yük hesapları kontrolü örnek bir kamara için yapılmış ve bu kamara Komutan kamarası olarak seçilmiştir. Bu kapsamda, dış duvar, tavan, zemin ve iç bölmeler ile aydınlatma, ortamda bulunan cihazlar ve havalandırmadan kaynaklanan ısı transferleri incelenmiştir. Komutan kamarası için yapılan hesaplamalarda, ASHRAE ısı kazancı modeli kullanılmıştır. Bu modelde yer alan, CLTD, CLF, SC ve SHGF gibi değerler için ilgili tablolar kullanılarak soğutma yük hesabı yapılmıştır. Bu hesaplamalar sonrasında iklimlendirme sisteminin mevcut proje sonuçları ile karşılaştırılmış ve yakın sonuçlar bulunmuştur. Sonuç olarak soğutma yükü 382 kW olarak alınmıştır.

Mevcut sistem üzerinde enerji verimliliğini arttırmak için yapılabilecekler kapsamında ilk olarak enerji geri kazanım cihazı kullanılabilirliği incelenmiştir. İncelenen gemide iklimlendirme sisteminde enerji taşıyıcı ve konfor ihtiyacı olarak kullanılan hava iç ortama dışarıdan temiz ve taze olarak alınmaktadır. Ortamlardan bir miktar havada egzoz havası olarak dışarıya basılmaktadır. Bu işlem esnasında dışarıya sürekli bir enerji atılmaktadır. Bu dışarıya atılan enerji sistemde tekrar kullanılarak önemli miktarda enerji tasarrufu sağlanabileceği görülmüştür. Bu kapsamda enerji geri kazanım cihaz çeşitleri incelenmiş ve inceleme sonrasında, sabit plakalı karşıt akışlı tip ısı değiştirgecinin seçilmesine karar verilmiştir. Enerji geri kazanım cihazı için farklı ön soğutma sıcaklıklarında termodinamik ve ekonomik analizler yapılmıştır. Yapılan bu analizler sonucunda işletme ve yatırım

maliyetleri de göz önüne alınarak incelendiğinde seçilmesi gereken enerji geri kazanım cihazının soğutulan havanın 32 °C düşürüldüğü ve toplam maliyeti 76378 TL olan tasarımın olması gerektiğine karar verilmiştir. Soğutulan havanın 32 °C düşürüldüğü bu durum seçildiğinde soğutma kapasitesinden yaklaşık olarak 63,8 kW tasarruf sağlanmıştır. Mevcut buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde enerji geri kazanım sistemi kullanılmasının soğutma yükünde %16,7 tasarruf sağladığı görülmüştür.

Kullanılan mevcut soğutma sisteminin alternatifleri arandığında buhar sıkıştırımlı soğutma sistemin yerine absorpsiyonlu sistemin tasarlanabilirliği incelenmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin amacı, güneş enerjisi jeotermal enerji ve sistemlerden dışarıya atılan enerjinin kullanılması ile soğutma sağlamaktır. Bu şekilde hem çevre korunacak hemde enerji tasarrufu sağlanarak soğutma kapsamında maliyetler azaltılabilecektir. Bu kapsamda absorpsiyonlu sistemin termodinamik analizleri yapılmış ve akışkan çifti için insan sağlığına karşı zararsız olan LiBr-H₂O çifti seçilmesine karar verilmiştir.

Absorpsiyonlu sistemin jeneratörü için bir ısı enerjisine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu kapsamda gemide kullanılacak artık enerji kaynakları incelemiştir. Bu incelemede ana makinelerden dışarıya atılan kullanılabilir atık ısılar, egzoz gazları, ceket suyu soğutma suyu ve şarj havası soğutucuları ayrı ayrı incelenmiş ve egzoz gazı ile atılan ısı enerjisinin kullanılmasına karar verilmiştir. Yapılan hesaplamalarda bahse konu gemide kullanılan MAK 8M20C makineye ait dışarıya atılan birim zamanda egzoz enerjisi 651,6 kW olarak hesaplanmıştır.

Dışarıya atılan bu enerji ile iki farklı absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlanmıştır. Bunların ilki tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi iken ikincisi ise tasarlanan enerji geri kazanım sistemi ile beraber kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemidir.

Öncelikle enerji geri kazanımsız absorpsiyonlu sistemin termodinamik analizi yapılmıştır. Hesaplamalar sonucunda tek kademeli absorpsiyonlu sistemin jeneratörün 486,4 kW enerjiye ihtiyaç duyduğu hesaplanmıştır. Jeneratörün ihtiyaç duyduğu enerji, egzoz bacası gazı ile dışarıya birim zamanda atılan enerjiden (651,6 kW) daha az olduğu görülmüştür. Egzoz çıkışında sıvı yakıtlar için düşülebilecek en fazla sıcaklık olan 140°C değerinin altına düşülüp düşülmediği kontrol edildiğinde

ise baca sıcaklığının 193 °C olduğu ve baca sıcaklığının düşülebilecek minimum sıcaklıktan 53 °C daha fazla olduğu görülmüştür. Tasarlanan sistem maliyeti için yapılan piyasa araştırmasında 382 kW'lık soğutma yükü olan absorpsiyonlu sistemin yatırım maliyetinin yaklaşık 349160 lira olduğu tespit edilmiştir. (29 Mayıs 2019 tarihinde Merkez Bankası kurunda 1 Dolar 6,02 liradır.)

Enerji geri kazanım sistemi kullanılarak soğutma yükü azaltılmış absorpsiyonlu sistemin termodinamik analizi ve hesaplamaları yapılmış ve jeneratör için ihtiyaç duyulan enerjinin 449,7 kW olarak hesaplanmıştır. Jeneratörün ihtiyaç duyduğu enerji, egzoz bacası gazı ile dışarıya birim zamanda atılan enerjiden (651,6 kW) daha az olduğu görülmüştür. Egzoz bacasında sıvı yakıtlar için düşülebilecek en fazla sıcaklık olan 140 °C değerinin altına düşülüp düşülmediği kontrol edildiğinde ise baca sıcaklığının 219 °C olduğu ve baca sıcaklığının düşülebilecek minimum sıcaklıktan 79 °C daha fazla olduğu görülmüştür. Böyle bir sistem maliyeti için yapılan piyasa araştırmasında 320 kW'lık soğutma yükü olan absorpsiyonlu soğutma sistemin fiyatının yaklaşık 301000 lira olduğu tespit edilmiştir. Sistem için kullanılacak olan enerji geri kazanım cihazı fiyatı yaklaşık 28000 lira olduğu düşünülürse toplam sistem yatırım maliyeti yaklaşık 329000 lira olacaktır.

Enerji geri kazanım kullanıldıktan sonra absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlanması sistem elemanlarının boyutlarını dolayısıyla sistemin hacmin ve maliyetinin düşmesine neden olmuştur. Bu husus gemi içinde montaj işlemlerinde avantaj sağlayacaktır.

Mevcut buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin işletilmesi için gerekli elektrik enerjisi yardımcı makinelerden sağlanmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde elektrik enerjisi yerine egzoz enerjisinden faydalanmaktadır. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi için sarf edilen motorin miktarları hesaplandığında ve bu sistem yerine tasarlanmış olan absorpsiyonlu soğutma sistemi kullanılması durumuyla karşılaştırılrsa, sistemin bir günde 10 saat üzerinden çalıştığı varsayılarak kullanılan yakıtta günde 57,5 kg ile 172,5 kg arasında tasarruf sağlanacaktır. Absorpsiyonlu sistemlerin ilk kurulum maliyetleri buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerine göre daha fazladır. Ancak işletme maliyetleri daha düşüktür. Bu sistemler sürekli kullanılırsa kendi yatırım maliyetlerini kısa sürede amorti edebilirler. Tez kapsamında tasarlanan

enerji geri kazanım sistemi ile absorbsiyonlu soğutma sisteminin birlikte kullanılması durumunda, alternatif sistemin kendini 143 günde amorti edebileceği görülmektedir.

Sonuç olarak gemilerde iklimlendirme sistemlerinde, enerji geri kazanım sistemleri ile birlikte absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin kullanılmasının en avantajlı sistem olduğu görülmüştür.

Ayrıca absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin gemilerde kullanılması için bazı önlemlerde alınmalıdır. Gemilerde ki sallanma akışı bozmamalıdır, absorbsiyonlu sistemde kristalleşmeyi önleyecek tedbirlerin alınması gerekmektedir.

Bu önerilen sistem gemilerde kullanılan motorin miktarlarını düşürürken egzoz emisyonlarını da azaltacaktır. Bununla birlikte büyük kapasiteli (örneğin 2000 kamaralı) yolcu gemilerinde kullanıldığı düşünülürse yakıt tasarrufu ve emisyon yayılım oranlarının da büyük miktarda azalma olacağı aşikardır.

KAYNAKLAR

- [1] Akman M., Bir Petrol Tankeri İçin Organik Rankine Çevrimi Atık Isı Geri Kazanım Sisteminin Termodinamik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2016, 450970.
- [2] ASHRAE Fundamentals Handbook,. Air Conditioning Cooling Load, *American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc.* Atlanta, 2001.
- [3] ASHRAE Fundamentals Handbook,. Air Conditioning Cooling Load, *American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc.* Atlanta, 2017.
- [4] Baherasyah A., Nugroho T., Wibowo P., Design of Air Ventilation System for Cargo Hold Vessels Using Solar Desiccant, *International Journal of Marine Engineering Innovation and Research*, 2017, **1** (4), 241-249
- [5] Başhan V., Parlak A., Değişken Deniz Suyu Sıcaklıklarında Çalışan Bir Gemi Soğutma Sisteminin Ekonomik Analizi, *Journal of ETA Maritime Science*, 2015, **3** (2), 67-74
- [6] Cao T., Lee H., Hwang Y., Radermacher R., Chun H., Performance Investigation of Engine Waste Heat Powered Absorption Cycle Cooling System for Shipboard Applications, Elsevier, *Applied Thermal Engineering*, 2015, **90** , 820-830
- [7] Çengel, Y.A., Boles, M.A., *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, 2. Basım, , T., McGraw-Hill/Literatür:Yayıncılık, Derbentli, 1996
- [8] Çiligiroğlu S., MMO/ANKARA, İç Hava Kalitesi, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 2010, 115, 23-42
- [9] Cimşit C., Absorbsiyonlu Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Çevrimlerinin Termodinamik ve Termoekonomik Analizi, Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 2009, 259416
- [10] Durmaz M., Isı Geri Kazanım Isı Değiştiricilerin Bilgisayar Yardımıyla Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2007, 222160
- [11] Durmaz M., Bir Feribottan Yayılan Egzoz Emisyonlarının Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2015, 421083.

- [12] Erarslan T., Gemilerde Kullanılan İklimlendirme Sistemleri ve Elemanlarının Etüdü, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 1998, 79147
- [13] Ertem S., Konut Dışı Yapılarda İklimlendirme Santrallerinin Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2006, 172167.
- [14] Eyring V., SeaKLIM (Einfluss von Schiffsemissionen auf Atmosphäre und Klima), *Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR), Institut für Physik der Atmosphäre Beteiligte Hochschule*, VH-NG-049, 1-23, 2010.
- [15] Eyring V., Köhler H. W., Lauer A., Lemper B., Emissions from International Shipping Impact of Future Technologies on Scenarios Until 2050, *Journal of Geophysical Research*, DOI:10.1029/2004JD005620.
- [16] Faber J., Boon B., Berk M., Elzen M., Olivier J., Lee D., Aviation and Maritime Transport in a Post 2012 Climate Policy Regime, *Netherlands Environmental Assessment Agency*, 500102 008, 22-53, 2007
- [17] Garimella S., Brown A., Nagavarapu A., Waste Heat Driven Absorption-Compression Cascade Refrigeration System for Megawatt Scale High-Flux Low Temperature Cooling, Elsevier, *International Journal of Refrigeration*, 2011, **34** (8), 1776-1785
- [18] Genceli O., *Isı Değiştiricileri*, 2, Birsen Yayınevi, İstanbul, 2017.
- [19] Görgülü B., Atık Isı Kaynaklı Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 2013, 330809
- [20] Güneş Ü., Gemilerde Atık Isı Geri Kazanım Yöntemlerinin Teknik ve Ekonomik Yönden İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Fakültesi, İstanbul, 2013, 343862
- [21] Horuz İ., Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinden Amonyak-Su Çifti ile Lityum Bromür-Su Çiftinin Mukayesesi, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa, 1990, 10192
- [22] Kaya A., Erginer K., Gemilerde Enerji Verimliliği Sağlama ve Sera Gazı Salınımlarını Azaltmaya Yönelik Uygulamalar, *Denizcilik Fakültesi Dergisi*, 2017, **9** (2), 212-233
- [23] Kayfeci M., Gedik E., Sağıroğlu S., Kurt H., Taşıt İklimlendirmesinde Alternatif Klima Sistemlerinin Kullanılmasının Araştırılması, *5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'09)*, Karabük, Türkiye, 13-15 Mayıs 2009
- [24] Kaynaklı Ö., Yamankaradeniz R., H₂O-LiBr ve NH₃-H₂O Eriyiği Kullanılan Tek Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması, *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 2003, **5** (2) ,73-87

- [25] Kılıç M. Yiğit A., *Isı Transferi*, 6rd ed., Osmangazi/Bursa, 2018
- [26] Koçal T., Gemilerde Çok Odalı İklimlendirme Sistemlerinin Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2012, 323880
- [27] Küçük F., Atık Isı Kaynaklı NH₃-H₂O Akışkanlı Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2016, 457757
- [28] Küçükşahin F., Yakıtlar ve Yanma, *Gemi Dizel Makinelerinin Yapıları ve Çalışma İlkeleri*, 4. Baskı, Birsen Yayınevi, İstanbul, 423-427, 2008
- [29] Larsen U., Sigthorsson O., Haglid F., A Comparison of Advanced Heat Recovery Power Cycles in A Combined Cycle for Large Ships, Elsevier, *Energy*, 2014, **74** , 260-268
- [30] Öztürk İ., Isıl Konfor ve Enerji Verimliliği, *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, Türkiye, 13-16 Nisan 2011
- [31] Öztürk İ., Karabay H., İklimlendirme Tesislerinde Enerji Tasarufu, *Ulusal Enerji Verimliliği Kongresi*, Ankara, Türkiye, 23-24 Ocak 2003
- [32] Quadha A., El-Gotni Y., Integration of An Ammonia-Water Absorption Refrigeration System with A Marine Diesel Engine A Thermodynamic Study, Elsevier, *Procedia Computer Science*, 2013, **19** , 754-761
- [33] Rabbia M., Dowse G., Understanding Energy Whells And Energy Recovery Ventilation Technology, *Alarko Carrier*, 811-10051, 1-15, 2000
- [34] Rozzi-ochs J., Shipboard Ventilation Systems and Design Standarts on Board United States Coast Guard Cutters, Yüksek Lisans Tezi, Universty of Florida, Florida, Amerika, 2006
- [35] Senary K., Tawfik A., Hegazy E., Amr A., Development of a Waste Heat Recovery System Onboard LNG Carrier to Meet IMO Regulations, Elsevier, DOI:10.1016/j.envpol.2007.06.012.
- [36] Singh D., Pedersen E., A Review of Waste Heat Recovery Technologies for Maritime Applications, Elsevier, *Energy Conversion and Management*, 2016, **111** , 315-328
- [37] Şahan M., HVAC Uygulamalarında Isı Geri Kazanımı, *IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir, Türkiye, 4-7 Kasım 1999
- [38] Talay A., Deniz C., Durmuşoğlu Y., Gemilerde Verimi Arttırmak için Uygulanan Yöntemlerin CO₂ Emisyonlarını Azaltmaya Yönelik Etkilerinin Analizi, *Journal of ETA Maritime Science*, 2014, **2** (2), 61-74

- [39] Tosun H., Söylemez E., Özsen M., Isı Borulu Isı Geri Kazanım ve Nem Alma Ünitesi, 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, Türkiye, 17-20 Nisan 2013
- [40] Woodyard D., *Marine Diesel Engines and Gas Turbines*, 8 , Elsevier Butterworth-Heinemann, Amsterdam, Boston, Heidelberg, London, New York, Oxford, Paris, San Diego, San Francisco, Singapore, Sydney, Tokyo, 2004.
- [41] CAT, Caterpillar Marine Power Systems, Hamburg Almanya, <http://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/C10709033>, (Ziyaret Tarihi: 16 Mayıs 2019)
- [42] MAN, Emission Control MAN B&W Two/stroke Diesel Engines, Kopenhag Danimarka, <http://www.flamemarine.com/files/MANBW.pdf> , (Ziyaret Tarihi: 16 Mayıs 2019)
- [43] MAN, Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI, Hamburg Almanya, <https://mandieselturbo.com/docs/librariesprovider6/technical-papers/waste-heat-recovery-system.pdf> , (Ziyaret Tarihi: 16 Mayıs 2019)
- [44] IMO, 2016 Guidelines For The Development of A Ship Energy Efficiency Management Plan (SEEMP), [http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-\(MEPC\)/Documents/MEPC.282\(70\).pdf](http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-(MEPC)/Documents/MEPC.282(70).pdf), (Ziyaret Tarihi: 16 Mayıs 2019)
- [45] IMO, 2014 Guidelines on The Method of Calculation of The Attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) For New Ships As Amended, <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/Third%20Greenhouse%20Gas%20Study/MEPC.1-CIRC.855-REV.1%20%28E%29.pdf>, (Ziyaret Tarihi: 16 Mayıs 2019)
- [46] IMO, Guidelines For Voluntary Use Of The Ship Energy Efficiency Operational Indicator (EEOI), <https://gm.imo.org/wp-content/uploads/2017/05/Circ-684-EEOI-Guidelines.pdf> , (Ziyaret Tarihi: 16 Mayıs 2019)
- [47] Volvo Penta, Volvo Penta Inboard Diesel, http://www.helmutsmarine.com/files/engine_sheets/my15_D16-MH.pdf, (Ziyaret Tarihi: 16 Mayıs 2019)

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

- [1] **Akgün H., Öztürk İ.**,Gemi İklimlendirme Sistemlerinde Yapılabilecek Enerji Tasarruf Önlemlerinin İşletme ve Çevresel Etkilerinin Değerlendirilmesi, *IV. Enerji Verimliliği Kongresi*, Kocaeli, Türkiye,13-14 Ekim 2017.



ÖZGEÇMİŞ

2005 yılında Deniz Harp Okulu Makine Mühendisliğinden mezun oldu. 2014 yılına kadar Türk Deniz Kuvvetleri Komutanlığı'nın gemilerinde çeşitli görevler ve Derince Eğitim Merkezi Komutanlığı'nda Elektrik ve Soğutma Sistemleri Öğretmeni olarak görev yaptı. Hâlihazırda Kocaeli Üniversitesi Makine Mühendisliği yüksek lisans eğitimine devam etmekte ve TCG Yüzbaşı Güngör gemisinde Başçarkçılık görevini icra etmektedir.

