

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KORVET TİPİ SAVAŞ GEMİLERİNDE SOĞUTMA
SİSTEMİNİ DESTEKLEMEK ÜZERE ADSORPSİYONLU ISI
POMPASI UYGULAMASI

YAHYA CAN KAYIKÇI
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

GEBZE
2023

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KORVET TİPİ SAVAŞ GEMİLERİNDE
SOĞUTMA SİSTEMİNİ DESTEKLEMEK
ÜZERE ADSORPSİYONLU ISI POMPASI
UYGULAMASI

YAHYA CAN KAYIKÇI
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMANI
DOÇ. DR. GAMZE GEDİZ İLİŞ

GEBZE
2023

T.R.
GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

ADSORPTION HEAT PUMP
APPLICATION FOR SUPPORTING OF
COOLING SYSTEM OF MILGEM CLASS
CORVETTE TYPE WAR SHIPS

YAHYA CAN KAYIKCI
A THESIS SUBMITTED FOR THE DEGREE OF
MASTER OF SCIENCE
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

THESIS SUPERVISOR
ASSOC. PROF. DR. GAMZE GEDİZ İLİS

GEBZE
2023



YÜKSEK LİSANS JÜRİ ONAY FORMU

GTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 12/01/2023 tarih ve 2023/03 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 02/02/2023 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Yahya Can KAYIKÇI'nın tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI)

: Doç. Dr. Gamze GEDİZ İLİŞ

ÜYE

: Prof. Dr. Alp Er KONUKMAN

ÜYE

: Doç. Dr. Sertaç ÇADIRCI

ONAY

Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun

...../...../..... tarih ve/..... sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

ÖZET

Bu çalışmada Milgem Sınıfı Korvet tipi savaş gemilerinde bulunan ana tahrik sistemine ait dizel makinelerin açığa çıkardığı egzoz gazındaki atık ısıdan geri kazanım sağlanması amaçlanmıştır. Bu kapsamda denizcilik sektöründe hali hazırda kullanılmakta olan atık ısı geri kazanım sistemleri incelenmiştir. Ağırlıklı olarak ticari deniz araçlarında kullanılan bu sistemlerin, savaş gemilerinde uygulanmadığı görülmüştür. Tez konusu gemide bulunan dizel makinelerin egzoz gazı emisyon testlerinde elde edilen veriler incelendiğinde kullanılabilir yeterli sıcaklık ve kütle akış hızına sahip atık ısı çıkışı olduğu değerlendirilmiştir. Bu atık ısı kaynağı ile ihtiyaca göre tasarlanacak bir atık ısı eşanjörü vasıtasıyla gerekli debide sıcak su elde edilebilecektir. Elde edilen bu sıcak su, adsorpsiyonlu çillerde desorpsiyon amaçlı kullanılacaktır. Milgem sınıfı korvet tipi savaş gemilerinde bulunan çiller ünitelerinin oluşturduğu soğutma sisteminin desteklenmesi amacıyla burada bahsi geçen adsorpsiyonlu çiller uygulaması yapılabilecektir. Böylelikle mevcut çiller ünitelerinin elektrik tüketimi azaltılabilecek ve yakıt sarfiyatı düşürülebilecektir. Atış anında geminin yakıt tankına bağlı çalışan mevcut soğutma sistemleri yerine geminin baca atık ısısı ile çalışan adsorpsiyonlu çiller sistemi sayesinde ekstra yakıta ihtiyaç duyulmadan soğutma desteklenebilecek ve atış süresi uzatılabilecektir.

Anahtar Kelimeler: Adsorpsiyonlu Çiller, Atık Isı, Milgem, Gemi Atık Isı, Gemi İklimlendirme.

SUMMARY

In this work, it has been purposed to recover the waste heat energy of exhaust gas in Milgem class corvette type war ship. In this context, waste heat recovery systems at present in maritime business is studied. These kind of equipments that mostly used in commercial vessels doesn't applied for war ships. According test data of exhaust emissions belongs Milgem corvettes there is exhaust gas outlet that has enough amount temperature and mass flow rate. With proper waste heat exchanger design it is possible to produce hot water by this waste heat source. That hot water produced here will be used in adsorption heat pump for desorption. This adsorption chiller mentioned here will be placed in vessel to support cooling system that includes chiller units. By this way, it will be possible to decrease electricity consumption of chillers so also will be possible to reduce fuel consumption of diesel generators in vessel because of lower electricity consumption. Cooling will be supported and time capacity of shooting will be longer by using adsorption heat pump that running with ship engine waste heat instead of chillers powered by electricity.

Key Words: Adsorption Chiller, Waste Heat, Milgem, Ship Waste Heat, Ship Air Conditioning.

TEŞEKKÜR

Öncelikle, yüksek lisans eğitimimde desteğini ve yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyip deneyim ve bilgi birikimini daima paylaşarak bu çalışmanın oluşmasına büyük katkıları bulunan danışmanım Doç. Dr. Gamze GEDİZ ILİS'e,

Bütün çalışmam boyunca yanımda olan, bilgi ve tecrübelerini benimle paylaşan değerli iş arkadaşlarıma,

Göstermiş olduğu desteklerinden dolayı aile bireylerime en içten teşekkürlerimi sunarım.



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
TABLOLAR DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ	
2. SOĞUTMA SİSTEMLERİ	3
2.1. Genel Elektrik Tahrikli HVAC sistemleri	3
2.2. Isı Pompaları	3
2.3. Gemilerde Soğutma Sistemleri	7
3. ADSORPSİYONLU ÇİLLER	8
4. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	14
4.1. Aşırı (Turbo) Besleme Sistemi	14
4.2. Güç Türbini Jeneratörü	15
4.3. Buhar Türbini Jeneratörü	15
4.4. Deniz Suyundan Tatlı Su Üretim Sistemi	15
4.5. Kombine Sistemler	16
4.6. Ekonomizerler	16
5. MİLGEM SINIFI KORVETLERDE SOĞUTMA SİSTEMLERİ	17
6. MİLGEM SINIFI KORVETLERDE ADSORPSİYONLU ISI POMPASI	19
UYGULAMASI	
7. EGZOZ GAZI ATIK ISI DEĞİŞTİRİCİSİ	21
7.1. Ana Dizel Makine Çalışma Değerleri	21
7.2. Isı Transfer Yüzeyi Alan İhtiyacı	21
7.3. “COMSOL” Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği Uygulaması	26

8. ISI DEĞİŞTİRİCİ TASARIMI VE MODELLEMESİ	27
8.1. Validasyon ve Sonuçları	28
9. TASARIM SONUÇLARI	30
10. SONUÇLAR	41
KAYNAKLAR	43
ÖZGEÇMİŞ	45
EKLER	46



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler ve Açıklamalar Kisaltmalar

A_1	: Egzoz gazı ısı transfer alanı
A_2	: Besleme suyu ısı transfer alanı
C_p	: Özgül ısı
h_1	: Egzoz gazı için ısı transfer katsayısı
h_2	: Besleme suyu için ısı transfer katsayısı
k_p	: Boruya ait termal iletkenlik katsayısı
$\dot{q}$	: Birim zamandaki ısı enerjisi
$R_{f,e}$	: Egzoz gazı kirlenme termal direnci
$R_{f,w}$	: Besleme suyu kirlenme termal direnci
R_w	: Boru cidarından oluşan termal direnç
ΔT_{lm}	: Logaritmik sıcaklık farkı
$^{\circ}C$	: Derece santigrat
$^{\circ}F$	: Derece fahrenheit
A	: Isı transfer alanı
BTU	: İngiliz Termal Birimi
COP	: Performans katsayısı
DN	: Nominal çap
F	: Akış çeşidine göre düzeltme faktörü
ht	: Isı transferi
J	: Joule
kg	: Kilogram
kJ	: Kilojoule
kPa	: Kilopaskal
kW	: Kilovat
m	: Kütle
m	: Metre

$\dot{m}$	: Kütle akış hızı
m^2	: Metrekare
m^3	: Metreküp
mm	: Milimetre
nitfl	: İzotermal olmayan akış
P	: Basınç
Q	: Isı enerjisi
ref	: Soğutma
R_t	: Toplam termal direnç
s	: Saniye
SCP	: Soğutma �zg�l gücü
spf	: Tek fazlı akış
t	: Ton
T	: Sıcaklık
U	: Birleşik ısı iletim katsayısı
w	: Adsorplanma miktarı
z	: Adsorbent
ΔH_{ads}	: Ortalama adsorpsiyon ısısı
ΔH_{fg}	: Buharlaşma entalpisi
ads	: Adsorpsiyon
AISI	: Amerikan Demir ve �elik Enstitüsü
des	: Desorpsiyon
evp	: Evaporatör
IMO	: Uluslararası Denizcilik �rg�t�
kond	: Kondenser
MİLGEM	: Milli Gemi

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil No:</u>	<u>Sayfa</u>
2.1: Isı pompalarının tahrik yöntemlerine göre sınıflandırılması.	4
2.2: Buhar sıkıştırırmalı mekanik ısı pompası çevrimi.	5
2.3: Adsorpsiyonlu Isı Pompası Çalışma Prensibi.	6
3.1: Adsorpsiyon etkileşim türüne göre sınıflandırılması.	9
3.2: Adsorpsiyonlu çiller çalışma şeması.	9
3.3: Adsorbent-adsorbat çifti izoster grafiği.	10
5.1: Soğutulmuş su ünitesi (Çiler).	18
6.1: Adsorpsiyonlu ısı pompası gemide uygulama şeması.	19
6.2: Adsorpsiyonlu ısı pompası ile iklimlendirme sistemi şematik resmi.	20
7.1: F-P Diyagramı.	23
7.2: Kirlenme ile oluşan termal dirençler.	24
8.1: Referans alınan DN700 egzoz gaz ısı değiştirici ünitesi.	27
8.2: Kontrol tasarımı atık ısı değiştiricisi geometrik yapısı.	28
9.1: Atık ısı değiştiricisi baffle yapısı.	31
9.2: Atık ısı değiştiricisi nihai tasarım geometrisi.	31
9.3: Besleme suyu hacmi.	33
9.4: Gemi egzoz gazı hacmi.	33
9.5: Atık ısı değiştirici egzoz gazı ve besleme suyu giriş-çıkışı.	34
9.6: Atık ısı değiştiricisi egzoz gazı sıcaklık dağılımı.	34
9.7: Atık ısı değiştiricisi besleme suyu sıcaklık dağılımı.	35
9.8: Atık ısı değiştiricisi egzoz gazı akış hızı değişimi.	36
9.9: Atık ısı değiştiricisi besleme suyu akış hızı değişimi.	36
9.10: Atık ısı değiştiricisi egzoz gazı basınç değişimi.	37
9.11: Atık ısı değiştiricisi besleme suyu basınç değişimi.	38
9.12: Egzoz gazı giriş kesiti hız dağılımı.	38
9.13: Egzoz gazı çıkış kesiti hız dağılımı.	39
9.14: Egzoz gazı giriş kesiti basınç dağılımı.	40
9.15: Egzoz gazı çıkış kesiti basınç dağılımı.	40

TABLolar DİZİNİ

<u>Tablo No:</u>	<u>Sayfa</u>
5.1: Bronswerk marka soğutulmuş su ünitesi (çiler) teknik özellikleri.	17
7.1: MTU 16V595TE90 dizel makine egzoz emisyonu ve güç ölçüm değerleri.	21
7.2: Tipik ısı iletim katsayıları.	25
7.3: Çeşitli gaz ve buhar fazındaki akışkanlar için kirlenme termal direnç değerleri.	25
8.1: Örnek ısı değiştirici tasarımı ile kontrol tasarımının karşılaştırılması.	29
9.1: Kontrol modeli eşanjörün Milgem sınıfı korvet tipi gemilerde bulunan ana dizel makine egzoz devresinde uygulanması ile elde edilen değerler.	30
9.2: Isı değiştirici tasarımında yapılan revizyonlar doğrultusunda elde edilen değerlerin karşılaştırılması.	32
9.3: Egzoz gazı ve besleme suyuna ait giriş-çıkış değerleri.	39

1. GİRİŞ

Gemilerde iklimlendirme ihtiyacı incelendiğinde yaşam mahalleri, soğutuculu ambarlar, elektronik ekipman kompartımanları gibi bölümler ön plana çıkmaktadır. Isıtma çoğunlukla elektrikli sıcak hava üfleme üniteleri, sıcak su ve buhar kazanları gibi ekipmanlar yer almaktadır. Soğutma ihtiyacı ise büyük önem arz etmektedir. Gemilerin kullanım amaçlarına göre değişkenlik gösteren soğutma sistemlerinde ihtiyaç olan soğutma enerjisi genellikle deniz suyu kullanılan soğutulmuş su üniteleri (çillerler) ile karşılanır. Bu üniteler kompresör, evaporatör, kondenser, kontrol panosu, güç panosu ve filtre kurutucusundan oluşmaktadır. Soğutulmuş su üniteleri elektrik motoru ile tahrik edilen kompresörler ile çalıştığından ötürü yüksek elektrik tüketimine sahiptirler. Bu ünitelerde elde edilen soğutma suyu gemideki ihtiyaca göre tasarlanmış devreler vasıtasıyla ilgili kompartımanlardaki iklimlendirme cihazlarına gönderilir ve istenilen soğutma bu şekilde gerçekleştirilmiş olur.

Ticari ve askeri deniz araçları incelendiğinde elektrik ihtiyacının yardımcı dizel ya da benzinli makineler (jeneratörler) aracılığıyla karşılandığı görülmektedir. Gemilerdeki pek çok sistem gibi soğutma sistemlerinin de elektrik ihtiyacı bu makineler tarafından üretilmektedir. Dolaylı olarak soğutma ihtiyacının artış miktarına göre jeneratörlerdeki yakıt tüketimi de artmaktadır.

Deniz araçlarının tamamında enerji verimliliği ve yakıt sarfiyatı büyük önem taşımaktadır. Yakıt sarfiyatının azalması deniz araçlarının ikmalsiz seyir süresi, hizmet maliyeti gibi değerlerini etkilemektedir.

Ulusal Denizcilik Örgütü (IMO) tarafından açıklanan verilere göre ses, petrol kirliliği ve emisyon değerleri olarak evrensel değerlerde çevre kirliliğinde deniz taşıtlarının %4.3 oranda olumsuz etkisi bulunmaktadır [1].

Bu tez çalışmasında içten yanmalı ana tahrik sistemine sahip gemilerde egzoz gazlarındaki atık ısıнын geri kazanımı ve buradan elde edilen enerji vasıtasıyla adsorpsiyonlu çiller çalıştırılması hedeflenmektedir. Bu sayede açığa çıkan egzoz gazının çıkış sıcaklığı düşürülerek sera gazı etkisi azaltılmış ve aynı anda yakıt sarfiyatı düşürülmüştür.

Tez konusu olan savaş gemilerinde ise bu durum daha büyük öneme sahiptir. Azalan yakıt tüketimiyle beraber ikmalsiz seyir süresi artmasıyla gemilerin savaş kabiliyeti önemli ölçüde olumlu etkilenecektir.

Bu tez kapsamında, ikinci bölümde elektrik tahrikli iklimlendirme sistemleri, ısı pompaları ve bu iklimlendirme sistemlerinin gemilerde mevcut uygulamaları incelenmiştir. Üçüncü bölümde adsorpsiyonlu çiller ve çalışma prensipleri anlatılmış olup dördüncü bölümde literatürde bulunan gemilerde soğutma sistemlerine dair çalışmalar araştırılmıştır. Beşinci bölümde tez konusu olan Milgem sınıfı korvet tipi savaş gemilerindeki soğutma sistemleri ele alınmış ve altıncı bölümde mevcut sistemde uygulanacak yeniliklerden bahsedilmiştir. Yedinci bölümde geminin mevcut egzoz devresine dahil edilecek ısı değiştiricisi tasarımında kullanılacak girdiler ve bu hesaplama için kullanılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği uygulaması anlatılmıştır. Sekizinci bölümde bu uygulama vasıtasıyla yeni tasarımda elde edilen değerler ve mevcutta yapılmış çalışmalardaki değerler kıyaslanarak yeni tasarımın uygunluğu değerlendirilmiştir. Dokuzuncu bölümde yeni tasarımda yapılan simülasyon sonucu elde edilen sıcaklık dağılımları ve grafikleri gösterilmiştir. Onuncu ve son bölümde ise çalışma sonucunda elde edilecek çıktılar ele alınmıştır.

2. SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Soğutma, herhangi bir nesne ya da ortamın sıcaklığının çevre sıcaklığından daha düşük değere düşürülmesi işlemidir. Bu tanımdan da anlaşılacağı üzere soğutma sıcaklık ve ısı değerleriyle ilişkilidir. Isı günümüzdeki ölçü cihazlarıyla doğrudan ölçümü mümkün olmayan bir çeşit enerji türüdür. Genellikle kilokalori (1 kg suyun sıcaklığını 1 °C arttırmak için verilmesi gereken ısı miktarı), BTU (1 libre suyun sıcaklığını 1 °F arttırmak için verilmesi gereken ısı miktarı) ya da Joule (J), kilojoule ısı birimi olarak kullanılmaktadır [2].

2.1. İklimlendirme Sistemlerinin Sınıflandırılması

2.1.1. Merkezi Sistemler

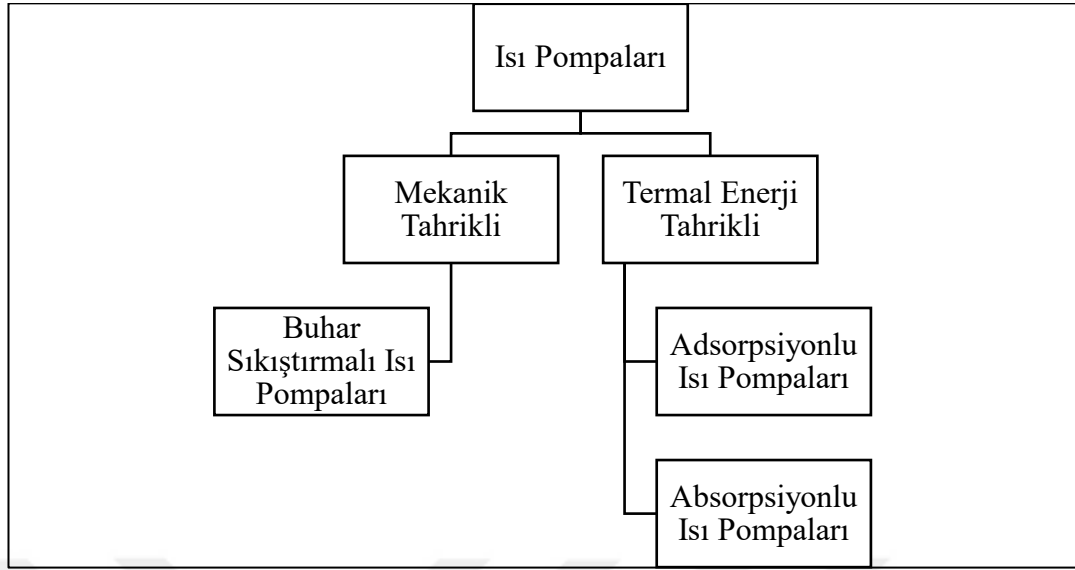
Büyük hacimlerin iklimlendirilmesi için kullanılan bu sistemler, klima santrali gibi bir ana ünite, havalandırma kanalları, menfezler ve fanlı serpantin ünitelerinden oluşmaktadır. Ana üniteden gelen soğutucu akışkan devreyi dolaşarak soğutma sağlamaktadır. Tamamen havalı, tamamen sulu ve sulu-havalı sistemler olarak üçe ayrılır.

2.1.2. Yerel Sistemler

Paket cihazlar ve split tip klimalar gibi ekipmanlar vasıtasıyla soğutmanın gerçekleştirildiği sistemlerdir.

2.2. Isı Pompaları

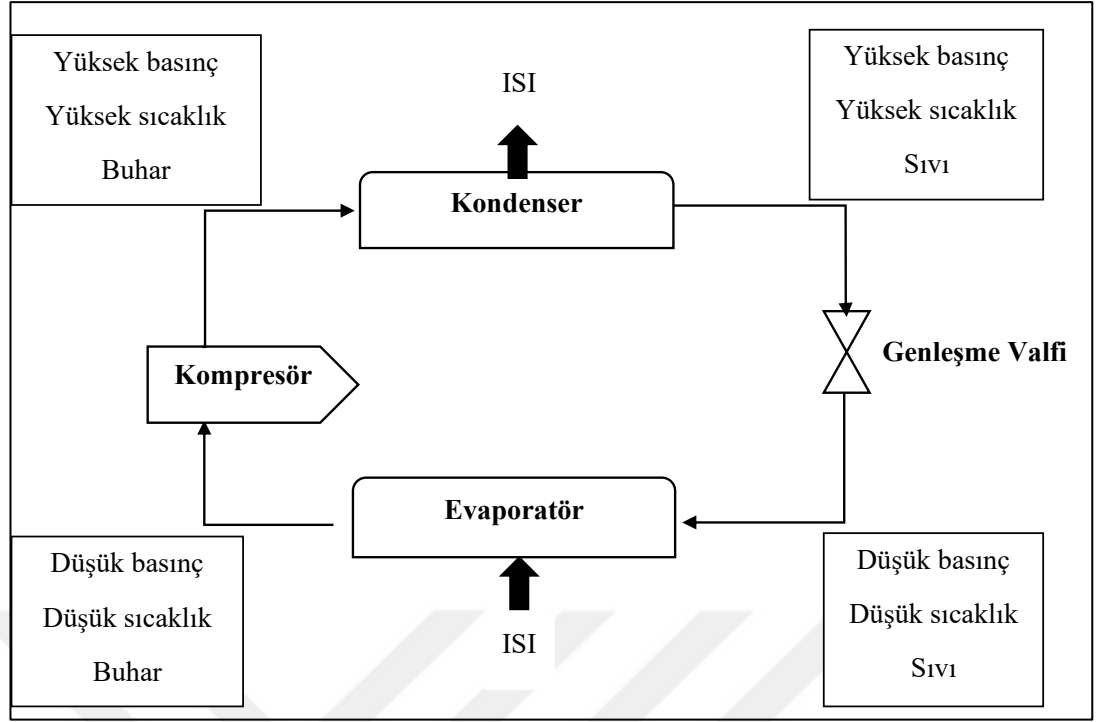
Düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına ısı transferinin gerçekleştirildiği termodinamik sistemlere ısı pompaları denmektedir. Düşük sıcaklık kaynağından yüksek sıcaklık kaynağına ısı transferi gerçekleşmesi için üçüncü bir enerji kaynağına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu enerji kaynağına göre ısı pompaları Şekil 2.1’de belirtildiği gibi mekanik enerji ve termal enerji ile çalışan ısı pompaları olarak iki gruba ayrılmaktadır [3].



Şekil 2.1: Isı pompalarının tahrik yöntemlerine göre sınıflandırılması.

2.2.1. Buhar Sıkıştırma Mekanik Isı Pompaları

Buhar sıkıştırma mekanik ısı pompaları günümüzde halen en yaygın kullanıma sahiptir. Bu ısı pompaları kompresör, kondenser, evaporatör ve genişleme vanasından oluşmaktadır. Şekil 2.2’de görüldüğü üzere çevrimde öncelikle soğutucu akışkan evaporatörde dışarıdan ısı alarak buharlaşır. Buhar fazındaki soğutucu akışkan kompresörde dışarıda verilen iş sayesinde yüksek sıcaklık ve basınca çıkartılır. Kızgın buhar halinde yoğuşturucuya iletilen akışkan burada çevreye ısı vererek yoğuşmaktadır. Sonrasında yüksek basınçlı akışkan genişleme valfine aktarılıp düşük basınç ve sıcaklıkta sıvı olarak evaporatöre geri dönmektedir. Çevrim bu şekilde tamamlanmış olup tekrarlanarak devam eder [4].



Şekil 2.2: Buhar sıkıştırırmalı mekanik ısı pompası çevrimi.

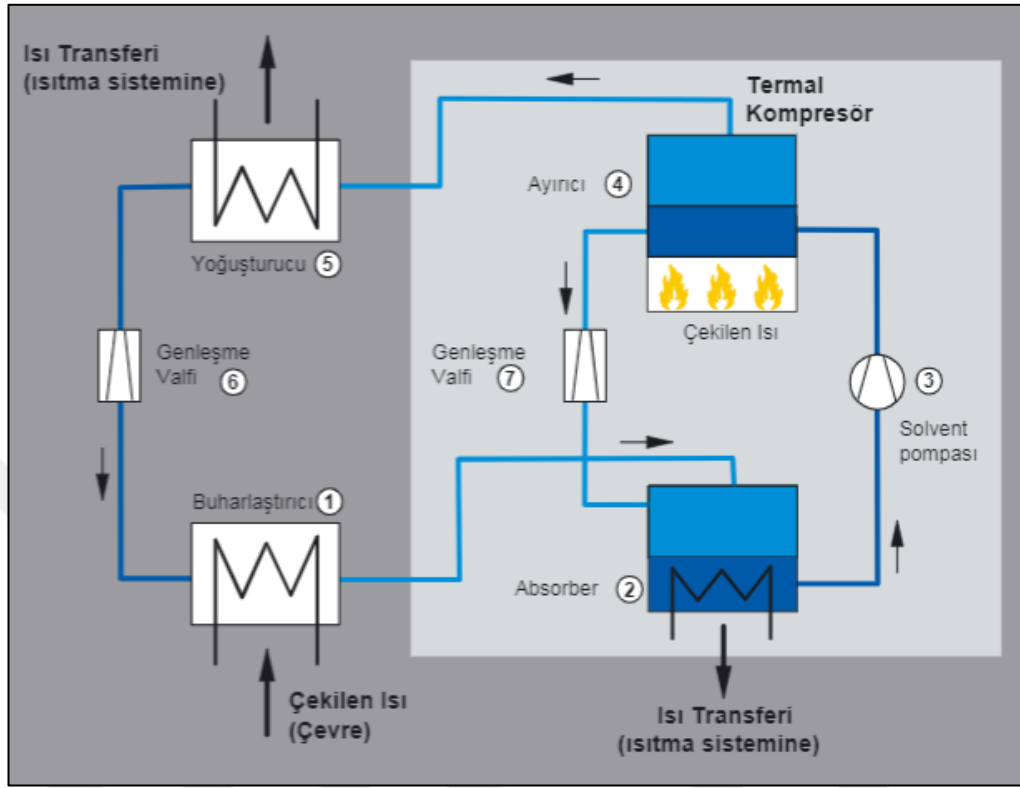
2.2.2. Termal Enerji Tahrikli Isı Pompaları

Mekanik kompresörün kullanılmadığı, fiziksel ya da kimyasal işlem ile çalışan ısı pompalarıdır. Bu grup ısı pompaları incelendiğinde absorpsiyonlu ve adsorpsiyonlu ısı pompaları olarak iki gruba ayrılmaktadır. Absorpsiyon bir gaz ya da sıvının başka bir sıvıyı absorbe etmesi işlemidir. Adsorpsiyon ise bir gaz ya da sıvının katı bir cisimde tutulması olayıdır. Örnek vermek gerekirse maden suyu içerisindeki karbondioksit su tarafından absorbe edilmiştir. Adsorpsiyona örnek bir durum ise havadaki zararlı parçacıkların karbon filtre gibi bir tutucuda tutunması verilebilir [5].

2.2.2.1. Absorpsiyonlu Isı Pompaları

Bu ısı pompaları buhar sıkıştırırmalı mekanik ısı pompaları ile benzer özelliklere sahiptir. Fark olarak diğer sistemlerde bulunan kompresör tarafından gerçekleştirilen mekanik işin burada termal bir mekanizma vasıtasıyla yapılmasıdır. Termal mekanizmada yapılacak bu iş jeotermal enerji, atık ısı kaynaklarından elde edilen enerji ya da güneş enerjisi gibi kaynaklardan sağlanmaktadır. Sadece sistemde

soğutucu akışkan sirkülasyonunu yapmak için düşük ölçekte elektrik enerjisi gerekmektedir [6].



Şekil 2.3: Absorpsiyonlu Isı Pompası Çalışma Prensibi.

Bu sistemde amonyak gibi düşük sıcaklık ve basınçta buharlaşan soğutucu akışkan kullanılır. Şekil 2.3'te görüldüğü üzere ilk olarak çevreden ısı çekilir [7]. Buhar fazında absorbere gelen soğutucu akışkan amonyak-su gibi bir solvent tarafından absorbe edilir. Absorpsiyon işleminde açığa çıkan ısı eşanjör aracılığıyla ısıtma sistemine aktarılır. Absorber içerisinde amonyak suda çözülü halde bulunmaktadır. Amonyak-su çözeltisi solvent pompası tarafından termik kompresöre aktarılır. Farklı kaynama noktalarından dolayı çözeltideki bileşenler birbirinden ayrılır. Kaynama noktası düşük olan soğutucu akışkan (amonyak) ayırıcıda aldığı ısı ile buharlaşır ve serbest kalır. Termal kompresörde yüksek sıcaklık ve yüksek basınca sahip olan soğutucu akışkan buhar fazında yoğuşturucuya girer ve sıvı faza geçiş yapar. Bu esnada açığa çıkan ısı tekrar ısıtma sistemine aktarılır. Sıvı fazdaki soğutucu akışkan genleşme valfinden geçerek basıncı düşer. Başlangıçtaki sıcaklık ve basınç değerlerine gelen soğutucu akışkanın çevrimi böylece tamamlanmış olur [3].

2.2.2.2. Adsorpsiyonlu ısı pompası

Bir madde başka bir madde yüzeyinde ya da iki fazın ara yüzeyinde moleküllerin temas halinde olduğu yüzeydeki çekme kuvveti etkisiyle o yüzeyle birleşmesi olayı adsorpsiyonun tanımını oluşturmaktadır. Adsorpsiyonlu ısı pompaları ile benzerlik gösterse de çalışma prensibi farklıdır. Sistem tek akışkan (adsorbat) ve katı malzemeden (adsorbent) oluşmaktadır. Genel hatları ile evaporatör, kondenser, adsorbent yatak ve genleşme valfinden meydana gelmektedir. Ayrıca sistem vakum altında çalışmaktadır. Mekanik tahrikli ısı pompalarında kompresörün yaptığı işlevi adsorpsiyonlu ısı pompalarında adsorbent malzeme yerine getirmektedir. Buradaki etken adsorbent malzemenin yüksek miktarda nem tutma özelliğidir [7].

2.3. Gemilerde Soğutma Sistemleri

İklimlendirme sistemlerinin genel amacı bulunulan ortamın hava kalitesini ve şartlarını ihtiyaca göre uygun hale getirmektir. Gemi iklimlendirme sistemlerinin öncelikli amacı da personelin çalışma ve yaşam alanlarının konforunu sağlamaktır. Gemilerde seyir ve liman durumlarında 24 saat çalışmanın devam ettiği için bu durum daha da büyük önem taşımaktadır. Ortamın sıcaklığının, neminin dengede tutulmasının yanı sıra taze hava girişi sağlanması ve havanın dezenfekte edilmesi iklimlendirmenin gereksinimlerindendir [8].

Gemilerde makine dairesi haricindeki bölgelerin soğutulması için genellikle mekanik iklimlendirme sistemleri kullanılmaktadır. En yaygın kullanılan kompresörlü mekanik sıkıştırımlı ısı pompaları içeren iklimlendirme sistemleridir. Bu sistem kompresör, kondenser, evaporatör, fan ve kontrol ünitelerinden oluşmaktadır.

Soğutulacak ortamdaki nemli ve sıcak hava, kanallar vasıtasıyla çekilir. Sonrasında gemi dışından filtreden geçirilip emiş yapılan taze hava ile karıştırılır. Sistemdeki fan vasıtasıyla bu hava soğutucu akışkanın dolaştığı soğutma kangallarından geçirilir. Havanın ısısı borular içindeki soğutucu akışkana geçiş yapar ve oluşan nem ise bu boruların üzerinde yoğunlaşır. Yoğuşan su bir tavada toplanarak dreyn devresine gönderilir. Soğutma kangallarına giren hava sıcaklığı düşürülmüş ve kurutulmuş şekilde yönlendirildiği kompartımana ulaşır ve oradaki havadan nem ve ısı alır. Çevrim ise bu şekilde devam ederek soğutma işlemi gerçekleştirilmiş olur [9].

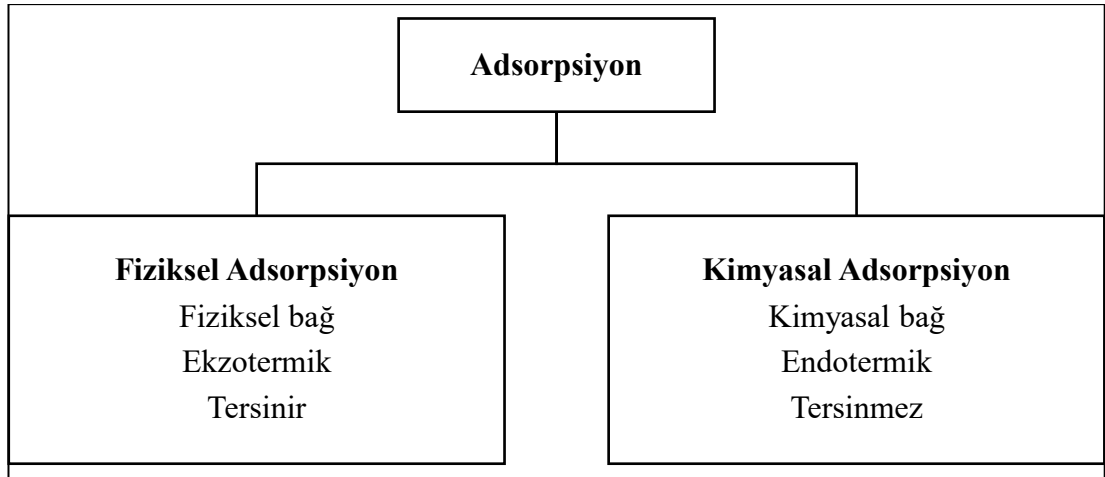
3. ADSORPSİYONLU ÇİLLER

Adsorpsiyon iki farklı fazdaki maddenin ara yüzeyinde gerçekleşen gaz/sıvının, katı haldeki başka madde ile fiziksel ya da kimyasal etkileşim olayıdır. Faz sınırlarında oluşan yüzey kuvvetlerinden dolayı akışkan ve katı madde arasında molekül konsantrasyonu değişiklik gösterir [10]. Bu işlemde gaz ya da sıvı fazında olup soğutkanı adsorbe ya da desorbe eden maddeye adsorbent denilmektedir. Tutulan soğutkana ise adsorbat adı verilmektedir.

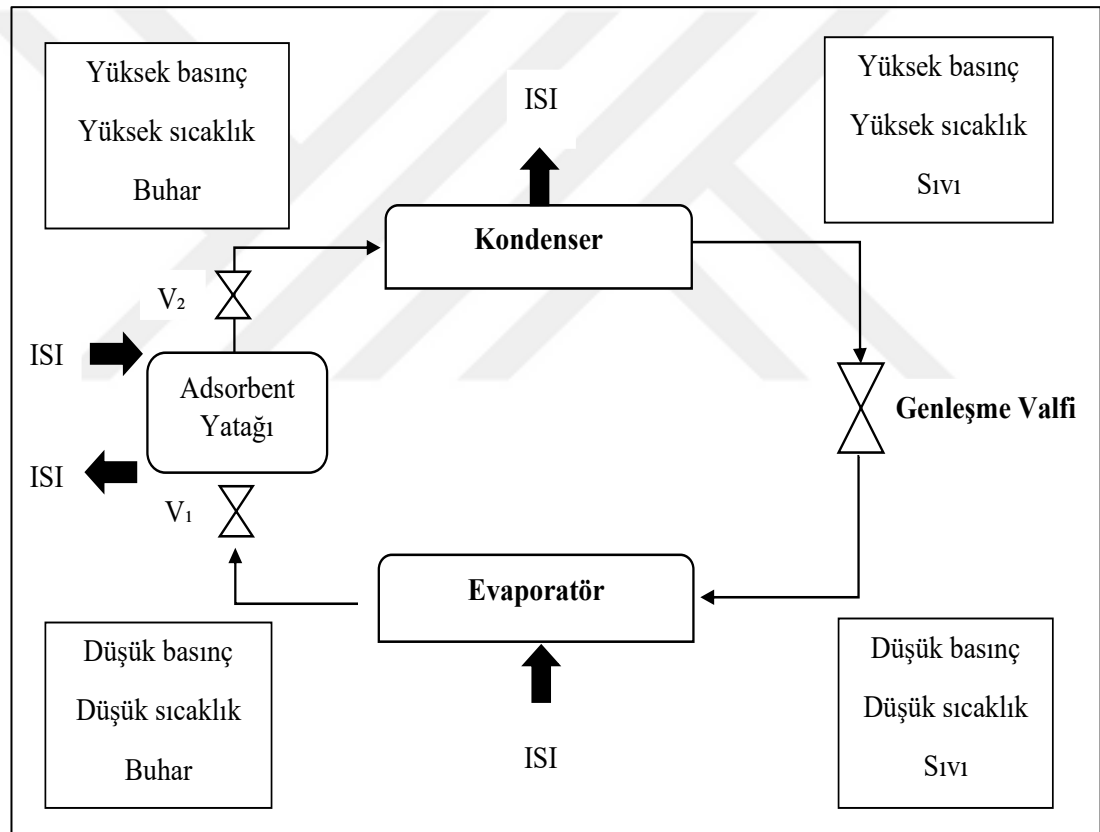
- Gaz fazdaki madde : adsorbat (amonyak, su buharı, metanol, vb.)
- Tutan katı ya da sıvı madde : adsorbent (silika jel, zeolit, aktif karbon vb.) [11]

Tanımından da anlaşıldığı üzere buhar/sıvı ya da gaz adsorpsiyonu katı ya da sıvı başka bir maddenin üzerine kimyasal ya da fiziksel bağ oluşturarak tutunması olarak da belirtilebilir. Bu nedenle adsorpsiyon olayı Şekil 3.1’de belirtildiği üzere fiziksel ve kimyasal olarak ikiye ayrılmaktadır. Fiziksel adsorpsiyon iki maddenin molekülleri arasında Van Der Waals kuvveti sonunca gerçekleşir. Katı adsorbentin fiziksel olarak adsorbe ettiği moleküller ısı verilerek tekrar ayrıştırılabilir. Bu sebeple fiziksel adsorpsiyon tersinir bir reaksiyondur. Desorpsiyon olayı gerçekleşir. Desorpsiyon olayı maddenin tutunduğu yüzeyden uzaklaşması yani adsorpsiyon işleminin tersinin oluşmasıdır. Fiziksel bağda reaksiyon sonucunda ısı açığa çıktığından dolayı ekzotermiktir. Adsorpsiyonlu ısı pompalarında da gerçekleşen adsorpsiyon fiziksel adsorpsiyondur [10].

Kimyasal adsorpsiyonda ise iki madde arasında kimyasal bağ oluşmasıyla adsorpsiyon gerçekleşir. Endotermik ve tersinmez bir reaksiyona sahiptir. Desorpsiyon olayı gerçekleşmez [3].



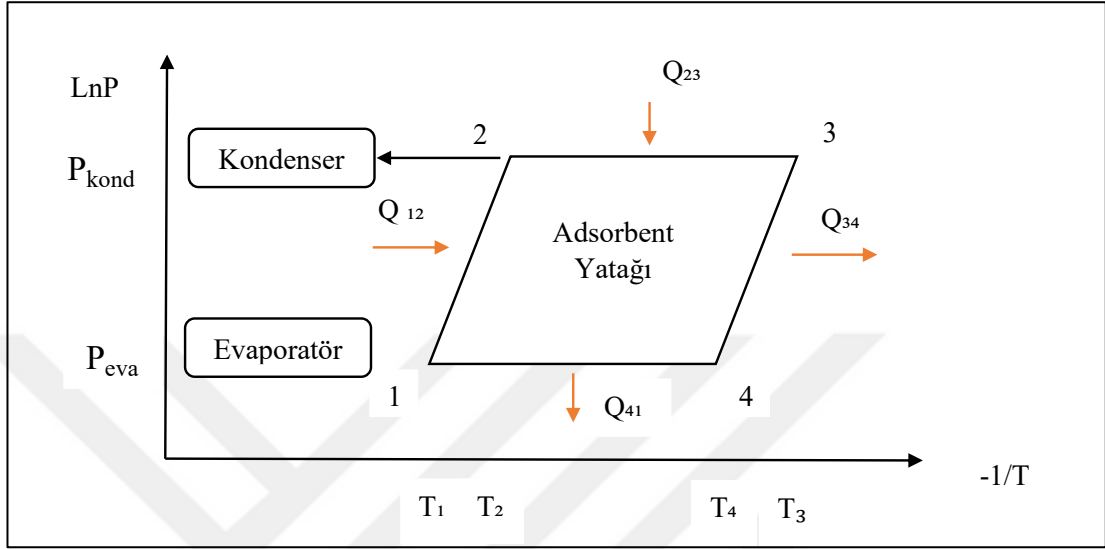
Şekil 3.1: Adsorpsiyon etkileşim türüne göre sınıflandırılması.



Şekil 3.2: Adsorpsiyonlu çiller çalışma şeması.

Başlangıçta evaporatör su ile dolu olup, adsorbent tamamen kuru durumdadır. Düşük sıcaklıkta buharlaşmanın gerçekleşebilmesi için sistem vakum halindedir. Evaporatörde alınan ısı ile buharlaşma başlar, Şekil 3.2’de V_1 vanası açılması ile buhar adsorbent yatağına geçer ve adsorbent tarafından adsorbe edilir. Bu işlem ile adsorpsiyon sonucu ısı açığa çıkar. Sonrasında V_1 vanası kapatılarak kondenser

basıncına ulaşılır ve yatağa ısı verilerek desorpsiyon ile buhar adsorbentten ayrılır. V_2 vanası açılınca da buhar buradan kondensere yönelir ve yoğunlaşarak ısı verir. Son olarak da genişleme valfi ile basınç düşürülerek sıvı tekrar döngüye geri girer ve çevrim tamamlanmış olur.



Şekil 3.3: Adsorbent-adsorbat çifti izoster grafiği.

Şekil 3.3. 'te adsorbent-adsorbat çiftinin izoster grafiğinde adsorplanmış sabit miktardaki adsorbatın basıncının sıcaklığa göre değişimi gösterilmektedir. Bu grafik sistem tasarımında çalışma sıcaklığına bağlı olarak adsorbent-adsorbat seçiminde ve teorik performans katsayısının hesaplanmasında büyük öneme sahiptir [11].

İzoster grafiğinde de belirtildiği üzere çevrim dört kısımda incelenebilmektedir [8].

- İzobarik adsorpsiyon Q_{41}

Adsorbent yatağında başlangıçta adsorbent madde kuru haldedir. Diğer bir deyişle soğutucu akışan miktarı sıfır sayılmaktadır. Mevcut vanalar kapalı konumda bulunmaktadır. Adsorbent yatak ilk olarak vakum altında tutulmaktadır. Şekil 3.3. 'te gösterilen V_1 vanası açılarak adsorpsiyon süreci başlatılır. Evaporatördeki sıvı fazdaki akışkan ısı çekerek buharlaşmakta ve buradan adsorbent yatağına doğru ilerlemektedir. Bu esnada evaporatördeki akışkanın sıcaklığı düşürülmüş olur. Süreç sonunda adsorbent konsantrasyonu artmış ve tanecikler doymuş hale getirilmiştir. Adsorpsiyon işlemi sırasında ise iki madde yüzeyi arasındaki direnç kuvvetlerinden

sebeple yatak içerisinde adsorpsiyon ısısı açığa çıkmaktadır. Adsorbent yatağından çevreye verilen ısı enerjisi Q_{41} denklem 3.1 kullanılarak elde edilir.

$$Q_{41} = m_z C_{p,z}(T_4 - T_1) + m_z \frac{w_4 + w_1}{2} C_{p,a}(T_4 - T_1) + m_z (w_{\max} - w_{\min}) \Delta H_{\text{ads}} \quad (3.1)$$

- İzosterik ısıtma Q_{12}

İzobarik adsorpsiyon aşamasında adsorbat madde adsorbent tarafından tamamen adsorbe edilmiştir. Sonrasında V_1 vanası kapatılır. Tercih edilen adsorbent maddenin özellikleri esas alınarak desorpsiyon sıcaklığına göre adsorbent yatağa ısı verilmeye başlanır. Adsorbent malzeme bu sıcaklığa ulaştığında adsorbat maddeyi desorb etmeye başlar. Burada adsorbent yatağa verilecek ısı jeotermal enerji, güneş enerjisi, atık ısı gibi kaynaklardan elde edilebilir. Adsorbent yatağının yoğunlaştırıcı basıncına kadar sıcaklık ve basıncının artırıldığı bu süreç izosterik ısıtma adı verilmektedir. belirtilen izosterik ısıtma sürecinde adsorbent yatak ve ortam arasındaki ısı alışverişi Q_{12} denklem (3.2) ile bulunur.

$$Q_{12} = m_z C_{p,z}(T_2 - T_1) + m_z w_{\max} C_{p,a}(T_2 - T_1) \quad (3.2)$$

- İzobarik desorpsiyon Q_{23}

Adsorbent yatağı yoğunlaştırıcı basıncına ulaştığında V_1 vanası kapalıyken V_2 vanasının açılmasıyla desorpsiyon işlemi başlatılmış olur. Bu süreçte desorpsiyon sıcaklığında tutmak için yatağa ısı verilmeye devam edilir. Adsorbe edilen tüm adsorbat maddenin adsorbentten ayrılması tamamlanana kadar süreç devam etmektedir. Tamamen adsorbentten ayrılan adsorbat yoğunlaştırıcıya geçiş yapar. Burada çevreye ısı vererek yoğunlaşmaya başlar. Bu aşama sonucunda adsorbat yoğunlaştırıcıda sıvı faza geçerek buharlaştırıcıya aktarılmış olup adsorbent yatakta başlangıç durumuna gelmiştir. Denklem (3.3) kullanılarak izobarik desorpsiyon sırasındaki adsorbent yatak ve ortam arasındaki ısı alışverişi Q_{23} bulunur.

$$Q_{23} = m_z C_{p,z}(T_3 - T_2) + m_z \frac{w_2 + w_3}{2} C_{p,a}(T_3 - T_2) + m_z(w_{\max} + w_{\min})\Delta H_{\text{ads}} \quad (3.3)$$

• İzosterik soğutma Q_{34}

Desorpsiyon işlemi tamamlanınca V_2 vanası kapatılır. Bu durumda adsorbent yatakta sıcaklık ve basınç yüksektir. Adsorbent yatağın soğutulmaya başlandığı bu sürece izosterik soğutma adı verilmektedir. Soğutma işlemi yatak basıncı buharlaştırıcı basıncına düşene kadar devam etmektedir. Böylelikle çevrim tamamlanmış olup, sistem başlangıç şartlarına dönmüştür. İzosterik soğutma sürecindeki adsorbent yatak ve ortam arasındaki ısı alışverişi Q_{34} denklem (3.4) ile bulunur.

$$Q_{34} = m_z C_{p,z}(T_3 - T_4) + m_z w_{\min} C_{p,a}(T_3 - T_4) \quad (3.4)$$

Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu için denklem 3.5 ve 3.6 kullanılabilir.

$$Q_{\text{evp}} = m_z(w_{\max} - w_{\min})\Delta H_{\text{fg(evp)}} \quad (3.5)$$

$$Q_{\text{kond}} = m_z(w_{\max} - w_{\min})\Delta H_{\text{fg(kond)}} \quad (3.6)$$

Adsorpsiyonlu soğutma sistemi performans katsayısı ise denklem (3.7) ve (3.8) ile hesaplanabilmektedir.

$$\text{COP}_{\text{ref}} = \frac{Q_{\text{evp}}}{Q_{12} + Q_{23}} \quad (3.7)$$

$$\text{COP}_h = \frac{Q_{\text{kond}} + Q_{34} + Q_{41}}{Q_{12} + Q_{23}} \quad (3.8)$$

Adsorpsiyonlu soğutma sistemi özgül ısıtma gücü ise denklem (3.9) ile bulunabilir.

$$\text{SHP} = \frac{Q_{\text{kond}} + Q_{34} + Q_{41}}{m_z t_{\text{çevrim}}} \quad (3.9)$$



4. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Fosil yakıt tüketen içten yanmalı güç ünitelerinin zamanla daha düşük emisyon değerlerine ulaşması ve daha yüksek verimle çalışmalarına rağmen çevre için tehdit oluşturmaya devam etmektedirler. Günümüzde deniz taşıtlarının da çoğunluğu halen içten yanmalı tahrik sistemlerine sahiptir. Hızla gelişen endüstri ihtiyaçları deniz taşımacılığının da daha büyük kapasitelere ulaşmasına sebep olmuştur. Bu da deniz taşımacılığının çevreye olan etkisini önemli ölçüde arttırmaktadır.

Tüm içten yanmalı makinelerde olduğu gibi deniz araçlarındaki atık ısının da çevreye olan etkisini düşürmek ve bu atık ısıdan geri kazanım sağlanması amacıyla farklı yöntemler geliştirilmiştir. Bu yöntemlerde çevreye olan olumsuz etkinin azaltılmasının yanında dolaylı olarak yakıt tüketimlerinin de azaltılması amaçlanmıştır.

Gemilerde atık ısıdan geri kazanım sistemleri:

- Aşırı besleme sistemi
- Güç türbini jeneratörü
- Buhar türbin jeneratörü
- Deniz suyundan tatlı su üretim sistemi
- Kombine sistemler
- Ekonomizerler

4.1. Aşırı (Turbo) Besleme Sistemi

İçten yanmalı makinelerde belirlenen oranda hava ile yakıt karışımı oluşturularak yanma gerçekleştirilir. Atmosferik basınçtan daha yüksek basınçlı hava ile yüksek basınçlı yakıt karıştırılarak daha verimli yanma gerçekleşebilmektedir. Bu yüksek basınçlı yanma havasını sağlamak için yöntem elektrik tahrikli kompresörler yani süperşarj sistemi kullanılabilir. Diğer bir yöntem ise aşırı besleme sistemidir. Bu sistem türbin ve kompresör olarak iki kısımdan oluşmaktadır. Egzozdan gelen basınçlı gaz ile türbin kanatlarının dönmesini sağlanarak arada bulunan şaft vasıtasıyla kompresörde yüksek basınçlı hava elde edilir. Yüksek basınçlı bu hava sayesinde

yanma verimi iyileştirilir. Günümüzde gelişen motor teknoloji ile gemilerde bulunan çoğu makinede aşırı besleme sistemi dahili olarak kullanılmaktadır [12].

4.2. Güç Türbini Jeneratörü

Egzoz gazının enerjisi kullanılarak jeneratör vasıtasıyla enerji üretilen bir sistemdir. Egzoz gazının döndürdüğü türbin bir şafta bağlıdır. Burada bulunan dişli kutusuyla devir jeneratörün ihtiyacına göre düşürülerek elektrik enerjisi üretilir. Bu sistemde yakıt tüketimi bir miktar arttığı görülmüştür. Yapılan araştırmalar ile bu sistem sayesinde yaklaşık %3-5 oranında elektrik enerjisi geri kazanımı sağlanabildiği görülmüştür [13].

4.3. Buhar Türbini Jeneratörü

Yüksek sıcaklığa sahip egzoz gazı buhar kazanına aktararak buradaki suyun sıcaklığının artırılması sağlanır. Artan sıcaklıkla buharlaşan suyun potansiyel enerjisi buhar türbininde mekanik enerjiye dönüştürülür. Sistem pompa, ön ısıtıcı, kazan, türbin ve kondenserden oluşmaktadır. Diğer sistemlere göre daha kapsamlı olması nedeniyle yatırım maliyeti daha yüksektir. Ayrıca sistemin büyük boyutları gemide kullanımı için sorun teşkil etmektedir. Ayrıca bu sistemin 15000 kW altındaki güç üniteleri için teknik olarak uygun olmasına rağmen kaplayacağı yer olarak ve ekonomik açıdan uygun olmadığı görülmüştür [12]. Yapılan araştırmalarda sistem vasıtasıyla %4-8 civarı elektrik enerjisi geri kazanımı sağlanabildiği görülmüştür.

4.4. Deniz Suyundan Tatlı Su Üretim Sistemi

Gemilerde tatlı su ihtiyacı tanker veya şebeke bağlantısı vasıtasıyla dışarıdan temin ile ya da tatlı su üretim sistemleri ile karşılanmaktadır. Uzun seyir sürelerine sahip olan gemilerde dışarıdan temin zorluğu oluşması kaçınılmazdır bu sebeple tatlı su üretim sistemleri kullanılmaktadır. Bu sistemlerde bulunan evaporatörler içerisinde sıvıların kaynatılarak ayrıştırılmasını sağlamaktadır. Bu evaporatörler egzoz gazlarındaki atık ısıyı kullanarak deniz suyundan içme ya da kullanım suyu elde edilmesini sağlamaktadır. Sistemde kaynatılan deniz suyu içerdiği tuzdan ayrıştırılarak

kondenserde yoğuşturulur. Burada elde edilen saf su pompa vasıtasıyla kullanılacağı tanklara servis edilir [14].

4.5. Kombine Sistemler

Güç türbini jeneratörü ve buhar türbini jeneratörü sistemlerinin birlikte kullanılması ile kombine sistem meydana gelmektedir. Egzoz gazındaki atık ısıdan yüksek oranda geri kazanım sağlanabilmektedir. Söz konusu iki sistemin birlikte kullanımı yüksek yatırım maliyetleri gerektirmektedir. Ayrıca büyük boyutları gemide kullanımı açısından da sorun teşkil etmektedir. Teknik ve ekonomik açıdan kullanımı için 25000 kW üzeri güç ünitelerine ihtiyaç duyulmaktadır [12]. Sistemin kullanımı ile %8-11 civarı elektrik enerjisi geri kazanımı sağlanabilmektedir [13].

4.6. Ekonomizer

Gemilerde makine egzoz çıkışına yerleştirilen bir ısı değiştiricisi vasıtasıyla sıcak su buharı üreten sistemlerdir. Egzoz gazı alev duman borularına yönlendirilerek burada ısı değiştiricinin diğer hacminde bulunan su ısıtılarak buhar elde edilmektedir. Elde edilen bu sıcak su ısıtma sistemlerinde ya da mevcut buhar kazanlarında besleme suyunun ısıtılmasında kullanılabilmektedir. Ticari pek çok deniz taşıtında kullanılmakta olan bu sistemlerin düşük maliyetli ve basit yapısı tercih sebebi olmuştur [15].

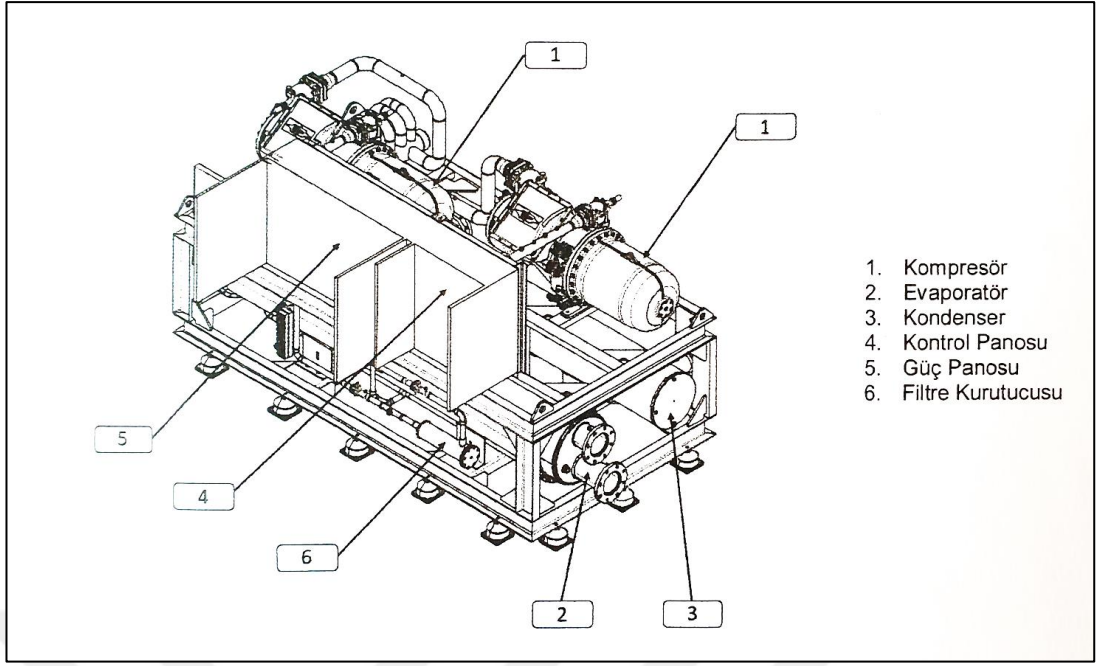
5. MİLGEM SINIFI KORVETLERDE SOĞUTMA SİSTEMİ

Bu tez kapsamında Milgem sınıfı korvetlere ait ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sisteminin soğutma kısmı incelenmiştir. Soğutma sistemine bakıldığında ana ünite olarak soğutulmuş su üniteleri (çillerler) bulunmaktadır.

Tablo 5.1: Bronswerk marka soğutulmuş su ünitesi (çiller) teknik özellikleri.

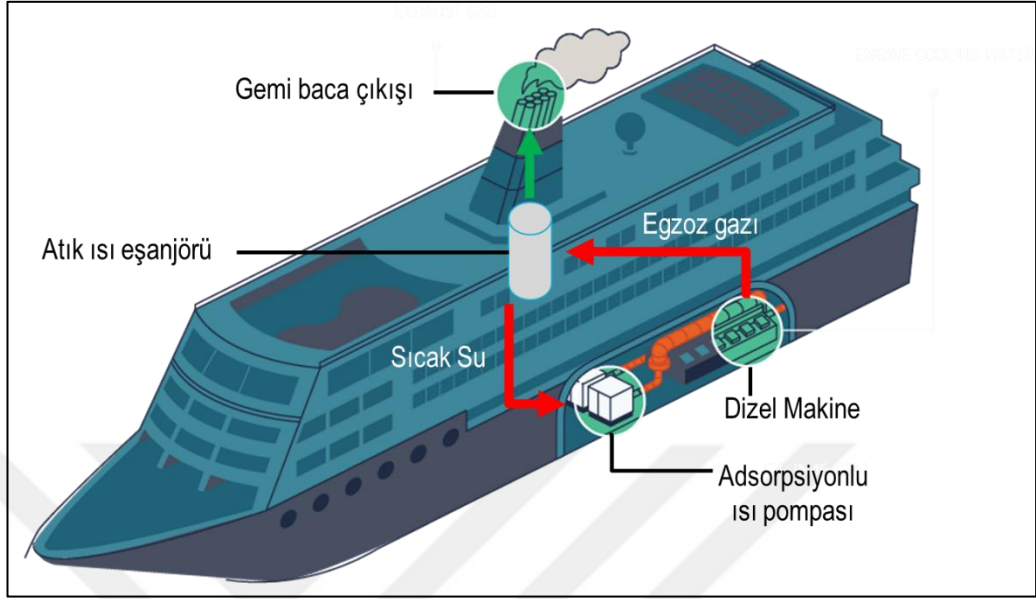
Soğutma kapasitesi	480 kW
Soğutulmuş su debisi	83.3 m ³ /saat
Çıkış suyu sıcaklığı	7°C (ayarlanabilir)
Giriş suyu sıcaklığı	12°C 'ye kadar
Deniz suyu debisi	0-1685 litre/dakika
Evaporatör basınç kaybı	62 kPa 1337 (litre/dakika)
Kondenser basınç kaybı	20 kPa 1685 (litre/dakika)
Elektrik enerjisi tüketimi	156 kW (480 kW soğutmada)
Soğutucu akışkan	R404a
Boyutlar	3300 x 1930 x 1710 mm

Proje konusu gemiye ait soğutma sisteminde Tablo 5.1'de belirtilen teknik özelliklere sahip iki adet çiler bulunmaktadır. Bronswerk marka bu üniteler gemide başta ve kıçta konumlandırılmıştır. Çillerler Şekil 5.1'de belirtildiği üzere kompresör, evaporatör, kondenser, kontrol panosu, güç panosu ve filtre kurutucusundan meydana gelmektedir. Ayrıca ünitelerin gemi ortamında sorunsuz çalışması için montaj aşamasında titreşim ve darbe sönümleyiciler kullanılmaktadır. Çillerler vasıtasıyla elde edilen soğutulmuş akışkan borular ile sistemdeki iklimlendirme cihazlarına yönlendirilir. Bu iki adet ünite sistemdeki iklimlendirme cihazlarının ihtiyaç duyduğu soğutma gücünü birlikte çalışarak karşılamaktadır.



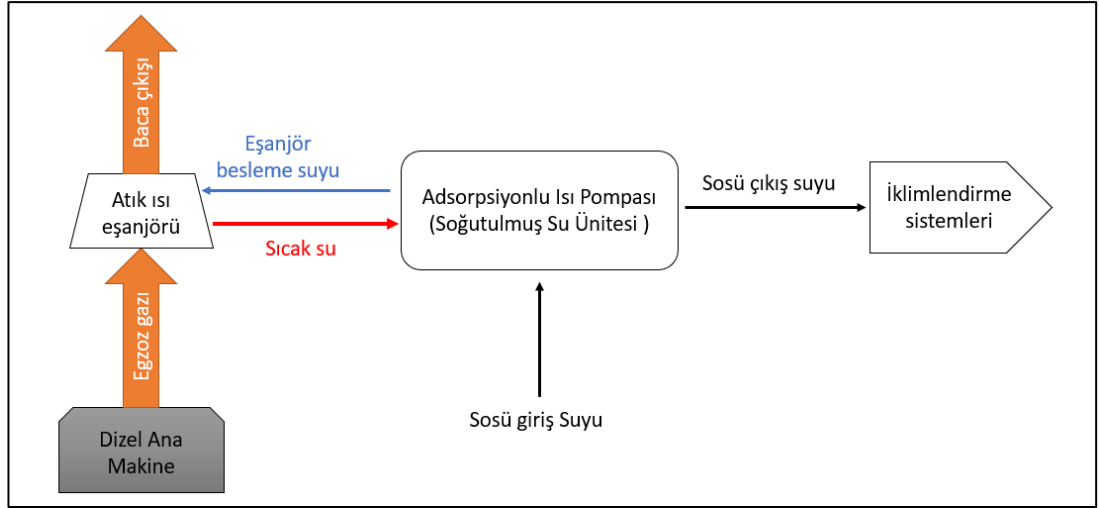
Şekil 5.1: Soğutulmuş su ünitesi (Çiller).

6. MİLGEM SINIFI KORVETLERDE ADSORPSİYONLU ISI POMPASI UYGULAMASI



Şekil 6.1: Adsorpsiyonlu ısı pompası gemide uygulama şeması.

Milgem sınıfı korvet tipi savaş gemilerinde ana tahrik sistemi; iki adet dizel makine ve bir adet gaz türbininden oluşmaktadır. Dizel makinelerde, yüksek sıcaklık ve debiye sahip egzoz gazı çıkışı bulunmaktadır. Baca sistemine yerleştirilecek uygun bir ısı değişiricisi aracılığıyla buradaki atık ısı ile ihtiyacımıza uygun şartlarda sıcak su elde edilecektir. Buradan elde edilen sıcak su Şekil 6.1’de gösterildiği üzere adsorpsiyonlu çillerde kullanılarak geminin soğutma sistemi desteklenecektir. Halihazırda bu gemide kullanılmakta olan soğutma sistemindeki iki adet mekanik tahrikli çillerden birinin yerine adsorpsiyonlu çiller kullanılacaktır.



Şekil 6.2: Adsorpsiyonlu ısı pompası ile iklimlendirme sistemi şematik resmi.

Şekil 6.2’de belirtildiği gibi dizel ana makineden çıkmakta olan egzoz gazı ihtiyaca uygun özelliklerde tasarımı yapılmış olan atık ısı değiştiricisine giriş yapacaktır. Değiştiricide yeterli sıcaklığa ısıtılan su adsorpsiyonlu çillerde kullanılarak soğutma çevrimi gerçekleşecektir. Elde edilen soğutma suyu mevcut iklimlendirme sistemlerine yönlendirilecektir.

7. EGZOZ GAZI ATIK ISI DEĞİŞTİRİCİSİ

7.1. Ana Dizel Makine Çalışma Değerleri

MTU marka 16V595TE90 model dizel makine için Tablo 7.1’de de belirtildiği üzere %25 güç kullanımında 335,1°C sıcaklıkta, 12,182 t/saat kütle akış hızında egzoz gazı çıkışı mevcuttur [16]. Ayrıca bu kullanımda saatte 327 kg yakıt tüketimi yapılmaktadır.

Tablo 7.1: MTU 16V595TE90 dizel makine egzoz emisyonu ve güç ölçüm değerleri.

Tork / Tam yük torku		1	0.75	0.50	0.25
Fren gücü	kW	4321	3241	2161	1080
Yakıt tüketimi	kg/saat	1024.55	767.58	536.64	327.81
Egzoz gazı sıcaklığı	°C	490.2	475.8	395.8	335.1
Egzoz gazı kütle akışı	kg/saat	27923	21508.2	17393.6	12182

7.2. Isı Transfer Yüzeyi Alan İhtiyacı

Adsorpsiyonlu ısı çillerde sistemin çalışması için asgari 85°C sıcaklıkta ve yaklaşık 6000 kg/saat debide sıcak suya ihtiyaç duyulmaktadır. Bu gereksinimleri karşılayacak şekilde sıcak su elde edilmesi için uygun bir eşanjör tasarımı yapılması gerekmektedir. Öncelikli olarak ihtiyacımız olan ısı transfer alanının hesaplanması gerekmektedir.

- ($\dot{m}_1$) egzoz gazına ait kütle akış hızı : 12182 kg/h
- ($\dot{m}_2$) besleme suyu kütle akış hızı : 5998 kg/h
- (C_{p1}) egzoz gazı özgül ısısı : 1008.4 J/kgK
- (C_{p2}) besleme suyu özgül ısısı : 4200 J/kgK
- ($T_{1,i}$) egzoz gazı giriş sıcaklığı : 335.1 °C
- ($T_{1,o}$) egzoz gazı çıkış sıcaklığı : hesaplama sonrası bulunacak
- ($T_{2,i}$) besleme suyu giriş sıcaklığı : 0 °C

- ($T_{2,o}$) besleme suyu çıkış sıcaklığı : 85 °C

$$\dot{q} = \dot{m}_1 \times C_{p1} \times (T_{1,i} - T_{1,o}) \quad (7.1)$$

$$\dot{q} = \dot{m}_2 \times C_{p2} \times (T_{2,o} - T_{2,i}) \quad (7.2)$$

$$\dot{q} = U \times A \times F \times \Delta T_{lm} \quad (7.3)$$

Adsorpsiyonlu çiller için ihtiyaç duyulan debi ve sıcaklık değerleri kullanılarak sistemin çalışması için gerekli ısı akış hızı Denklem (7.2) ile hesaplanabilmektedir. Egzoz gazından sağlanacak bu ısı akışı sonrasında gazın çıkış sıcaklığı ise Denklem (7.1) ile bulunmuştur.

$$\dot{Q} = 12182 \times 1008.4 \times (335.1 - T_{1,o}) = 5998 \times 4200 \times 85$$

$$\dot{q} = 2,141,286 \text{ kJ/h}$$

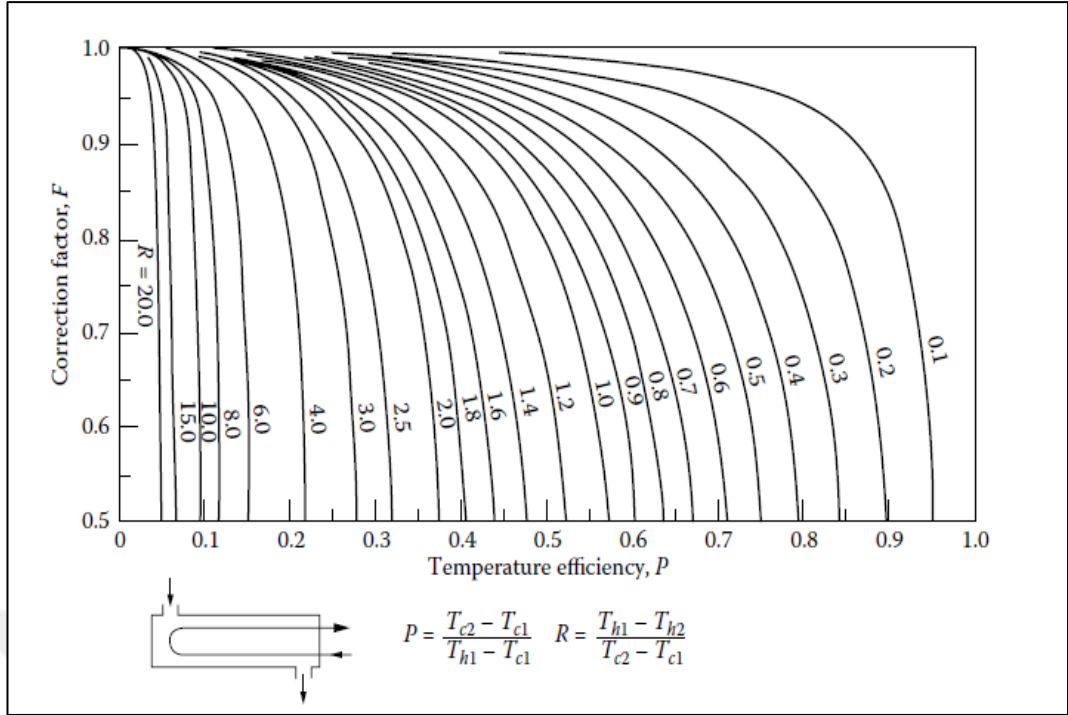
$$T_{1,o} = 160.72 \text{ °C}$$

- U : Birleşik ısı iletim katsayısı
- A : Isı transfer alanı
- F : Akış çeşidine göre düzeltme faktörü

$$P = \frac{T_{2,o} - T_{2,i}}{T_{1,i} - T_{2,i}} = 0.2536 \quad (7.4)$$

$$R = \frac{T_{1,i} - T_{1,o}}{T_{2,o} - T_{2,i}} = 2.051 \quad (7.5)$$

Denklem (7.4) ve (7.5) kullanılarak P ve R değerleri hesaplandıktan sonra Şekil 7.1'de gösterilen F-P diyagramı kullanılarak F düzeltme faktörü F=0.96 olarak bulunmuştur.



Şekil 7.1: F-P Diyagramı.

Denklem (7.6), (7.7) ve (7.8) kullanılarak Logaritmik sıcaklık farkı bulunmuştur.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (7.6)$$

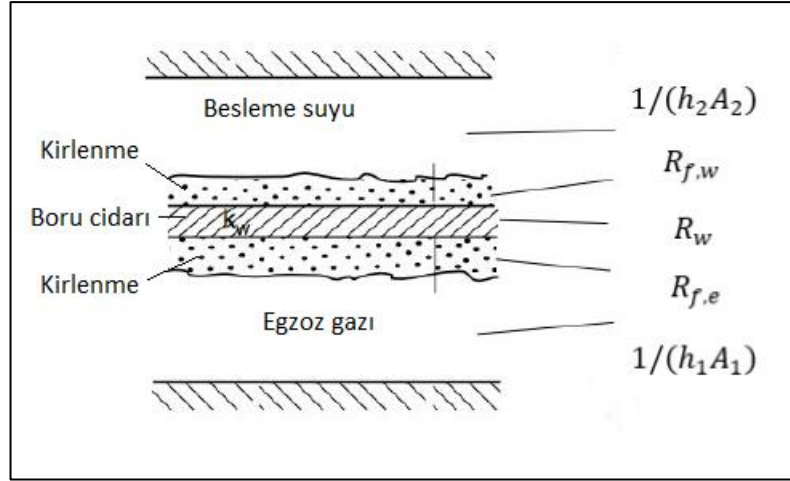
$$\Delta T_1 = T_{1,i} - T_{2,i} \quad (7.7)$$

$$\Delta T_2 = T_{1,o} - T_{2,o} \quad (7.8)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{335.1 - 75.72}{\ln \left(\frac{335.1}{75.72} \right)} = 174.38$$

$$UA = \frac{1}{R_t} \quad (7.9)$$

R_t Toplam termal direnç değeri ve birleşik ısı iletim katsayısı arasındaki ilişki Denklem (7.9)'da gösterilmiştir.



Şekil 7.2: Kirlenme ile oluşan termal dirençler.

- h_1 : Egzoz gazı için ısı transfer katsayısı
- h_2 : Besleme suyu için ısı transfer katsayısı
- A_1 : Egzoz gazı ısı transfer alanı
- A_2 : Besleme suyu ısı transfer alanı
- $R_{f,e}$: Egzoz gazı kirlenme termal direnci
- R_w : Boru cidarından oluşan termal direnç
- $R_{f,w}$: Besleme suyu kirlenme termal direnci

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_1 A_1} + \frac{R_{f,e}}{A_1} + R_w + \frac{R_{f,w}}{A_2} + \frac{1}{h_2 A_2}} \quad (7.10)$$

$$R_w = \frac{\ln \frac{D_o}{D_i}}{2\pi L k_p} \quad (7.11)$$

$$R_w = 1.374 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$$

Atık ısı değıştiricisinde kullanılacak alev duman boruları karbon çeliğı olarak kabul edilmiş olup k_p termal iletkenlik katsayısı 45 W/K.m olarak seçilmiştir. Denklem (7.11) kullanılarak boru cidarından oluşan termal direnç hesaplanmıştır.

Tablo 7.2: Tipik ısı iletim katsayıları.

Fluid	Fluid condition	W/(m ² ·K)
Water	Liquid	5000-7500
Ammonia	Liquid	6000-8000
Light organics	Liquid	1500-2000
Medium organics	Liquid	750-1500
Heavy organics	Liquid	
	Heating	250
	Cooling	750
Very heavy organics	Liquid	
	Heating	100-300
	Cooling	60-150
Gas	1-2 bar abs	80-125
Gas	10 bar abs	250-400
Gas	100 bar abs	500-800

Tablo 7.3: Çeşitli gaz ve buhar fazındaki akışkanlar için kirlenme termal direnç değerleri.

Fluid	Fouling resistance in h·ft ² ·F/Btu	Fouling resistance in m ² ·K/W
Acid gas	0.002	0.0003526
Ammonia vapor	0.001	0.0001763
Chlorinated hydrocarbons vapors	0.001	0.0001763
Chlorine vapor	0.002	0.0003526
CO ₂ vapor	0.001	0.0001763
Coal flue gas	0.01	0.001763
Compressed air	0.001	0.0001763
Engine exhaust gas	0.01	0.001763
Hydrogen	0.0005	8.815E-05
Hydrogen (saturated with water)	0.002	0.0003526

Egzoz gazı ve besleme suyu için ısı transfer katsayıları Tablo 7.2 üzerinden seçilmiştir [17]. Egzoz gazı ve besleme suyu kirlenme termal dirençleri ise Tablo 7.3’de belirtilmiştir [18].

- h_1 : 90 W/ m²K
- h_2 : 6000 W/ m²K
- $R_{f,e}$: 0.001763 m²K
- $R_{f,w}$: 0.00018 m²K

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{90 \times A_1} + \frac{0.001763}{A_1} + 1.374 \times 10^{-4} + \frac{0.00018}{A_2} + \frac{1}{6000 \times A_2}}$$

$$\dot{q} = 2,141,286 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = 594,801.66 \text{ W} = UA \times 0.96 \times 174.38$$

Boru kalınlıkları 4 mm olup, hesaplamada ihmal edilerek $A_1 = A_2 = A$ olarak değerlendirilecektir.

$$A = 91.72 \text{ m}^2$$

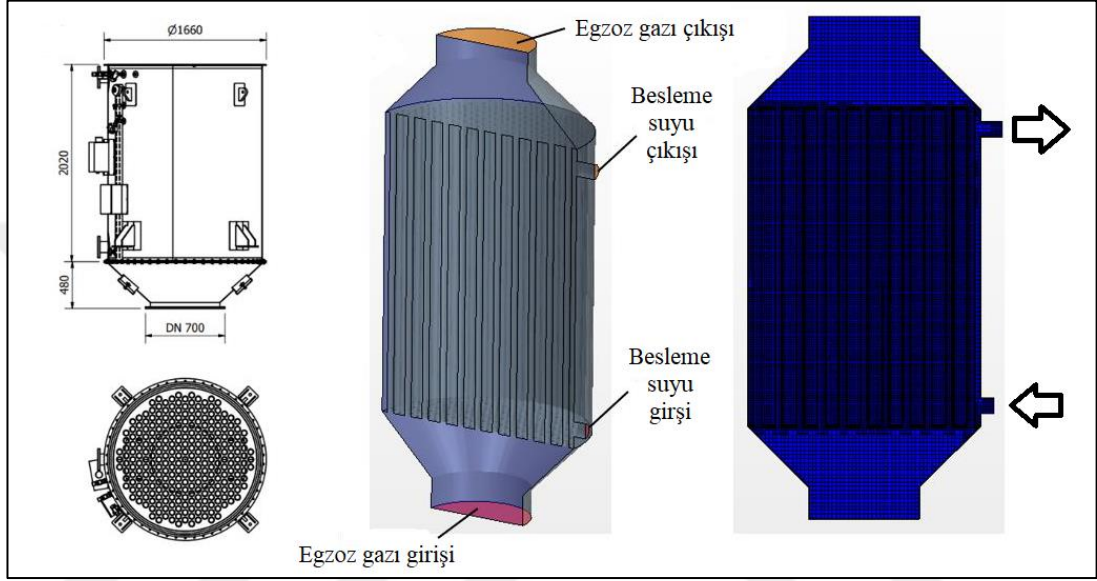
Örnek ısı değıştirici seçilirken bu ısı transfer yüzey alanı esas alınacaktır.

7.3. ‘‘COMSOL’’ Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğı Uygulaması

İlk kez 2013 yılında duyurulan COMSOL uygulaması fizik tabanlı bir sistemin modellenmesi için kullanılan mühendislik, tasarım ve sonlu elemanlar analiz yazılımıdır. Bu uygulama sistemlerdeki tasarımın, ekipmanların ve işleyişteki tüm aşamaların mühendislik, üretim ve bilimsel araştırmalar amacıyla simüle edilmesini, analizlerinin yapılmasını mümkün kılmaktadır. Diğer tüm simülasyon uygulamaları gibi buradaki amaç da gerçekteki tüm etkenlerin olabildikçe gerçeğe yakın şekilde taklit edilmesidir. Bu uygulama tekli ve çoklu fizik modellerini simüle edebilme şansı vermektedir. Model yapıcı kısmında, geometri tasarımı, materyal seçimi ve fizik modelleme seçimi sayesinde sistemlerin tutarlı çözümleri yapılabilmektedir.

8. ISI DEĞİŞTİRİCİ TASARIMI VE MODELLEMESİ

Tasarım ile ilgili literatür araştırması yapılmış olup, yaklaşık olarak ihtiyacımız olan ısı transfer yüzey alanına sahip ve mevcut egzoz devresine uygun ölçülerde benzer özellikleri sağlayan bir ısı değiştirici tasarımı incelenmiştir [19].



Şekil 8.1: Referans alınan DN700 Egzoz gaz ısı değiştirici ünitesi.

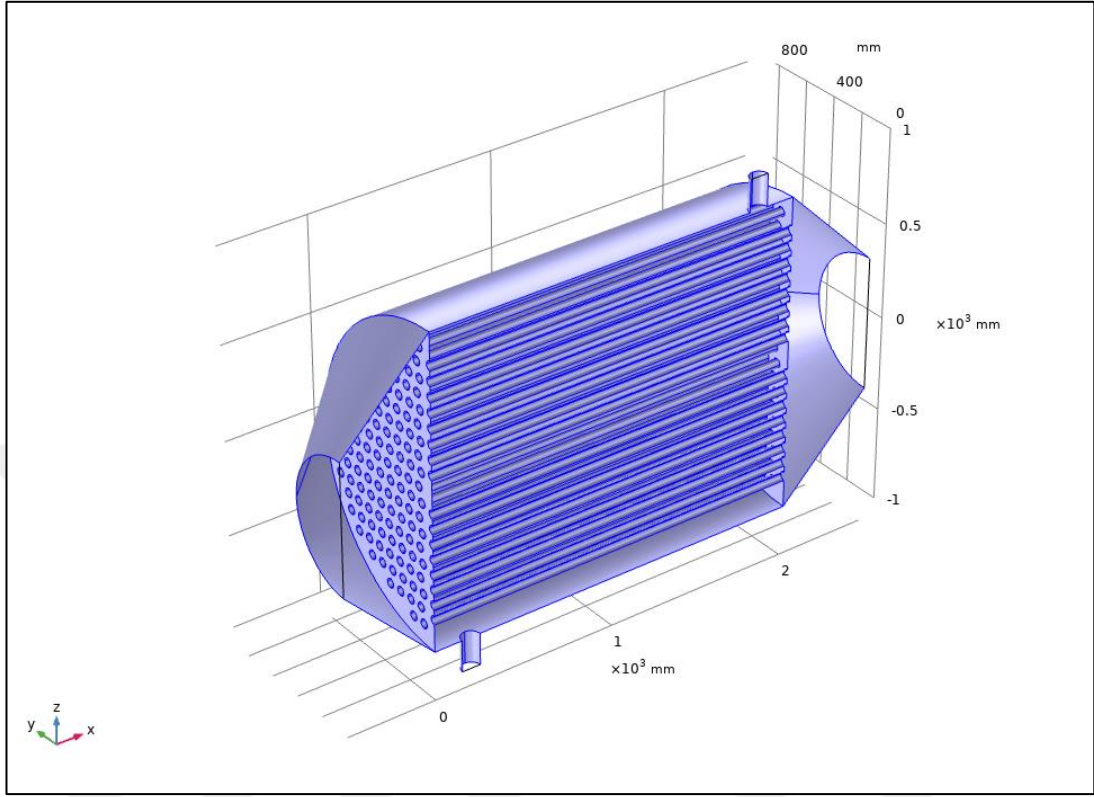
Referans alacağımız ısı değiştirici ünitesi Şekil 8.1’de gösterildiği üzere 280 adet, iç çap 49 mm ve 2020 mm uzunluğa sahip borudan oluşmaktadır. Bu borular 1660 mm çapında bir silindir içerisine yerleştirilmiştir.

Besleme suyu giriş ve çıkış boru çapları 100 mm olup, egzoz gazı giriş ve çıkış bağlantıları ise DN700 çapta mevcut devreyle uyumludur. Buradan giriş yapan egzoz gazı 49 mm çapındaki alev duman borularından geçerek mevcut ısısını bu borular vasıtasıyla silindirin içinde bulunan besleme suyuna aktarmaktadır.

Öncelikle “Örnek Tasarım” olarak adlandırdığımız bu tasarımı esas alarak “Kontrol Tasarımı” tasarımı oluşturulacaktır. Sonrasında baz aldığımız çalışmadaki sıcaklık ve debi değerlerini kullanarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği uygulaması ile bu iki tasarıma ait elde edilen değerlerin kontrol edilip sağlama yapılması gerekmektedir.

COMSOL uygulamasında K-epsilon (spf) türbülanslı akış ve akışkanlarda ısı transferi (ht) modelleri seçilmiş olup bu iki modelin birlikte çözülmesi için ise

izotermal olmayan akış (nitf1) modeli tercih edilmiştir. Oluşturulan kontrol tasarımının geometrik yapısı kesit görünümü Şekil 8.2’de gösterilmektedir.



Şekil 8.2: Kontrol tasarımı atık ısı değıştiricisi geometrik yapısı.

8.1. Model Validasyon Ve Sonuçları

Comsol uygulamasında tasarım aşamasında esas aldığımız çalışmadaki örnek atık ısı değıştiriciye ait geometri aynı ölçüler kullanılarak oluşturulmuştur. Yapılan bu tasarımın valide edilmesi için yine bu uygulama üzerinde örnekteki değerler ile analiz yapılmış olup, elde ettiğimiz sonuçlar ile çalışmada alınmış sonuçlar Tablo 8.1’de karşılaştırılmıştır.

Tablo 8.1: Örnek ısı değıştirici tasarımı ile kontrol tasarımının karşılaştırılması.

Isı Değıştirici Tasarımı	Boru adeti	Boru iç çapı (mm)	Egzoz gazı debisi (kg/s)	Egzoz gazı giriş sıcaklığı (°C)	Egzoz gazı çıkış sıcaklığı (°C)	Su giriş debisi (kg/s)	Su giriş sıcaklığı (°C)	Su çıkış sıcaklığı (°C)	Su çıkış sıcaklığı farkı (%)
Örnek model	280.00	49.00	7.63	350.00	242.00	19.58	75.00	85.00	
Kontrol modeli	280.00	49.00	7.63	350.00	244.73	19.58	75.00	85.08	0.09%

Su çıkış sıcaklığı değeriinde %0.09 bir fark saptanmıştır ve bu kabul edilebilir sınırlar dahilinde olduğu değeriendirilmektedir.

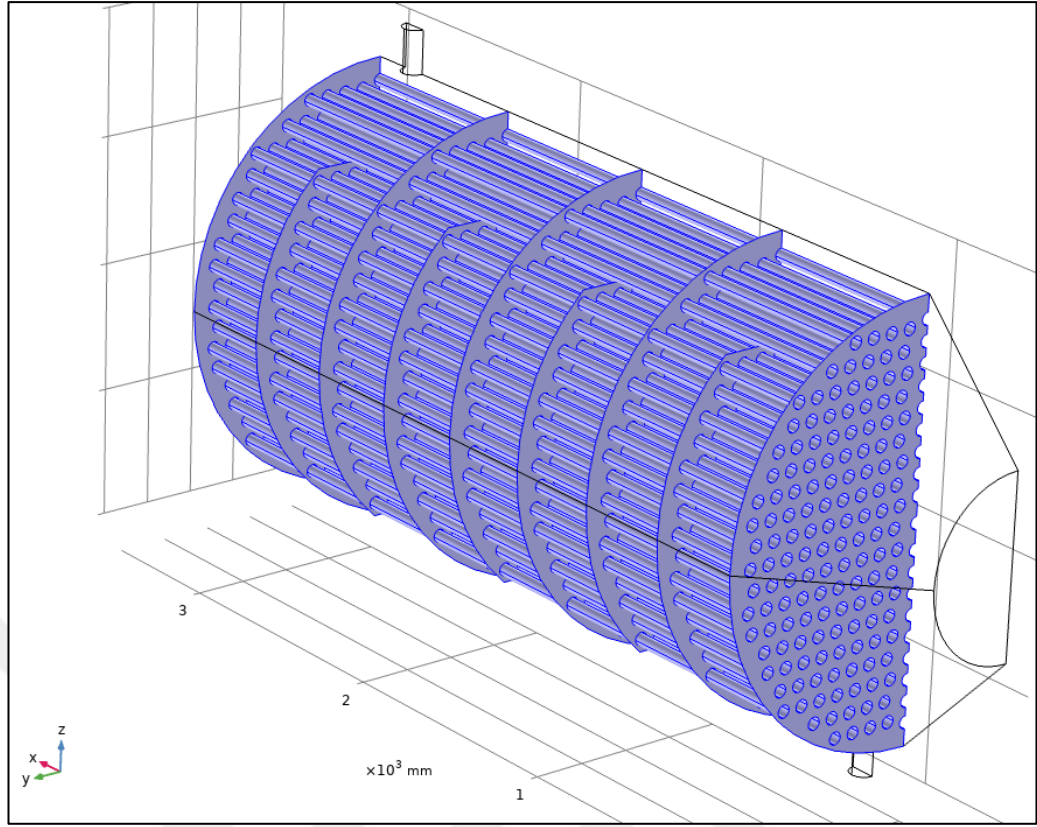
9. TASARIM SONUÇLARI

Proje konusu gemide bulunan ana dizel makinelerin egzoz gazı değerleri ve uygulanacak adsorpsiyonlu çillerde gerekli sıcak su debisi esas alındığında bu eşanjör tasarımı ile istenilen değerlerin karşılanamadığı Tablo 9.1’de görülmüştür.

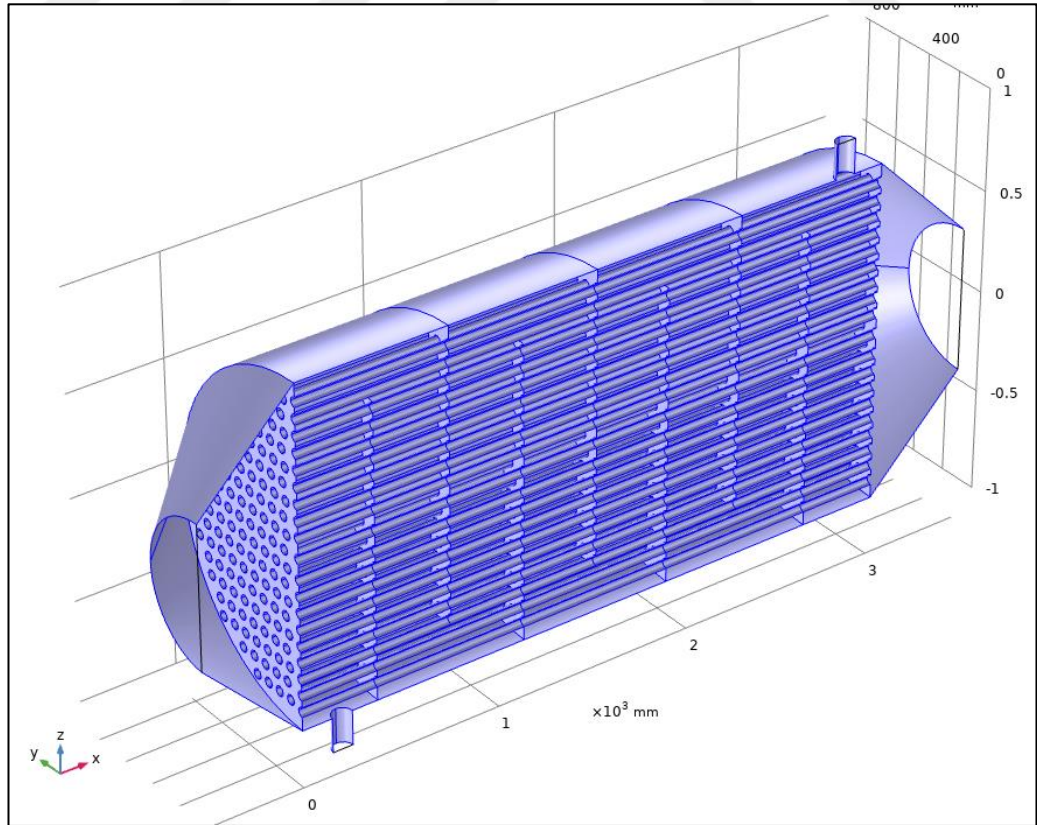
Tablo 9.1: Kontrol modeli eşanjörün Milgem sınıfı korvet tipi gemilerde bulunan ana dizel makine egzoz devresinde uygulanması ile elde edilen değerler.

Eşanjör Modeli	Boru adeti	Boru iç çapı (mm)	Egzoz gazı debisi (kg/s)	Egzoz gazı giriş sıcaklığı (°C)	Egzoz gazı çıkış sıcaklığı (°C)	Su giriş debisi (kg/s)	Su giriş sıcaklığı (°C)	Su çıkış sıcaklığı (°C)
Kontrol modeli	280.00	49.00	3.38	335.10	258.57	1.67	10.00	48.59

Kontrol tasarımı ısı değiştirici ile istenilen değerlerin karşılanamadığından dolayı mevcut tasarımda değişiklikler yapılması uygun bulunmuştur. Bu nedenle ilave olarak besleme suyunun bulunduğu hacme baffle eklenerek yatay yapıda bulunan eşanjöre giriş yapan soğuk suyun birim zamanda temas ettiği ısı transfer yüzeyinin artırılması hedeflenmiştir. Ayrıca alev duman borularının uzunlukları da artırılmıştır. Sırayla yapılan deneme analizlerinde bu revizyonlar sayesinde Tablo 9.2’de belirtilen değerler elde edilmiştir. Elde edilen değerler doğrultusunda son olarak besleme suyunun bulunduğu kısma Şekil 9.1’deki gibi 7 adet baffle eklenmesi ve alev duman borularının uzunluklarının 3020 mm olarak değiştirilmesi uygun bulunmuştur. Şekil 9.2’de gösterilen tip 8 tasarım elde edilen değerler doğrultusunda nihai tasarım olarak kabul edilmiştir.



Şekil 9.1: Atık ısı değıştiricisi baffle yapısı.



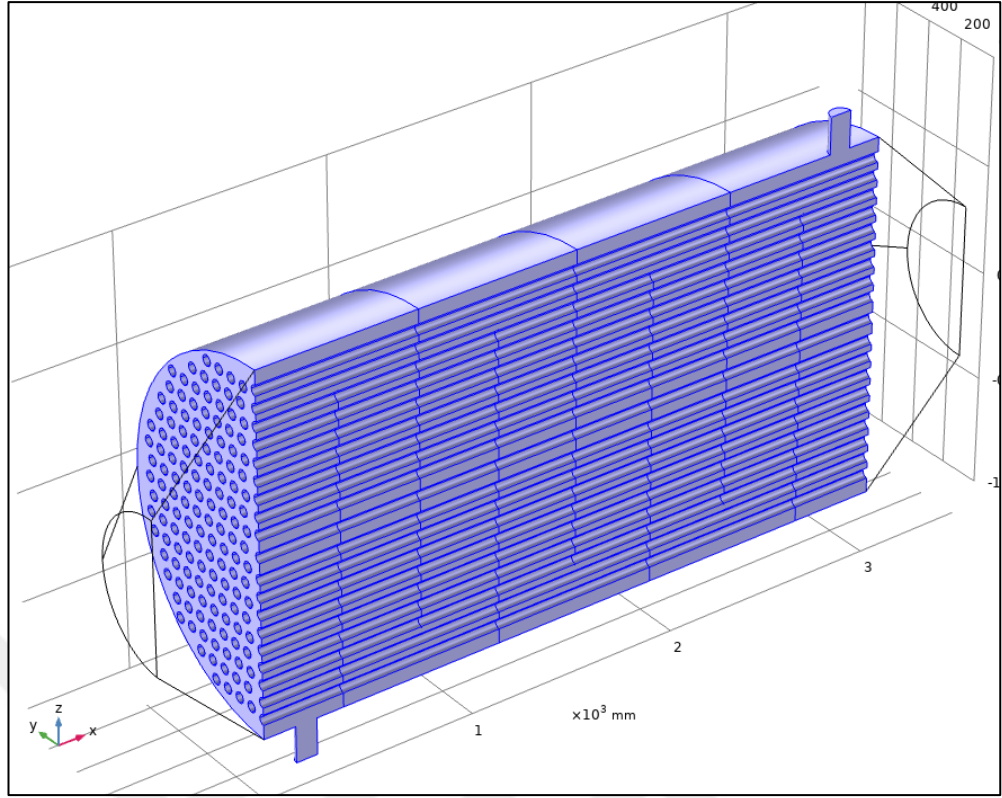
Şekil 9.2: Atık ısı değıştiricisi nihai tasarım geometrisi.

Tablo 9.2: Isı değiştirici tasarımında yapılan revizyonlar doğrultusunda elde edilen değerlerin karşılaştırılması.

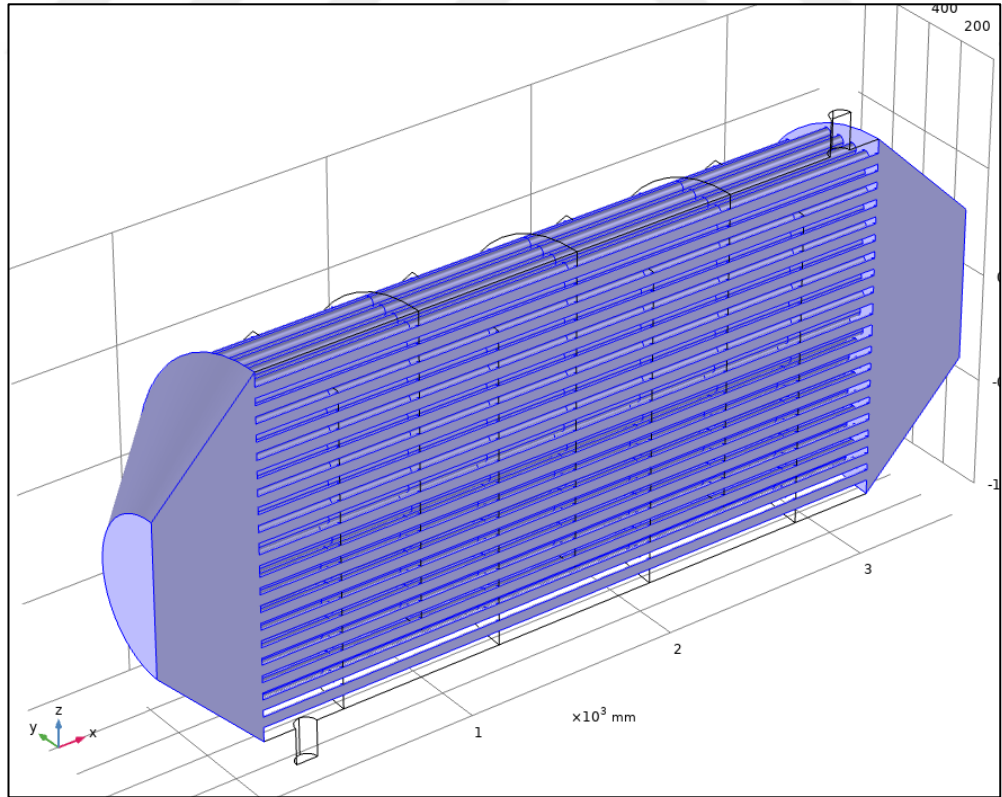
Eşanjör Modeli	Alev duman boru uzunluğu (mm)	Boru adeti	Boru iç çapı (mm)	Egzoz gazı debisi (kg/s)	Egzoz gazı giriş sıcaklığı (°C)	Egzoz gazı çıkış sıcaklığı (°C)	Su giriş debisi (kg/s)	Su giriş sıcaklığı (°C)	Su çıkış sıcaklığı (°C)
tip 1 (4 baffle)	2020 mm	280.00	49.00	3.38	335.10	239.31	1.67	0.00	57.80
tip 2 (4 baffle)	2020 mm	299.00	49.00	3.38	335.10	240.47	1.67	0.00	57.78
tip 3 (4 baffle)	2020 mm	299.00	49.00	3.38	335.10	233.45	1.67	0.00	61.65
tip 4 (4 baffle)	2020 mm	299.00	49.00	3.38	335.10	237.74	1.39	0.00	69.38
tip 5 (7 baffle)	2020 mm	299.00	49.00	3.38	335.10	212.65	1.67	0.00	72.43
tip 6 (7 baffle)	2020 mm	299.00	49.00	3.38	335.10	217.81	1.39	0.00	81.78
tip 7 (7 baffle)	2520 mm	299.00	49.00	3.38	335.10	205.68	1.67	0.00	75.35
tip 8 (7 baffle)	3020 mm	299.00	49.00	3.38	335.10	186.62	1.67	0.00	84.97

Bu nihai atık ısı değiştiricisi kullanıldığında proje konusu gemide ana dizel makinede %25 güç kullanımında 1.67 kg/s debide 84.97 °C sıcak su elde edilmektedir. Bu değerler adsorpsiyonlu çillerdeki ihtiyacı karşılamaktadır.

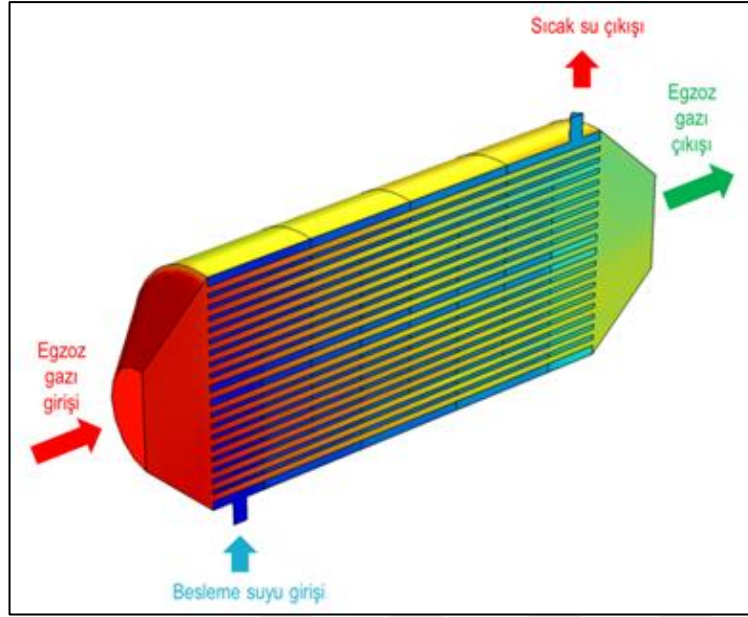
Yapılan hesaplamalarda ısı değiştirici tasarımında malzeme olarak AISI 4340 çelik seçilmiştir. Burada toplamda iki farklı hacim bulunmaktadır. Bunlar şekil 9.3 ve şekil 9.4'de gösterildiği üzere gemi egzoz gazı ve besleme suyu olarak kabul edilmektedir.



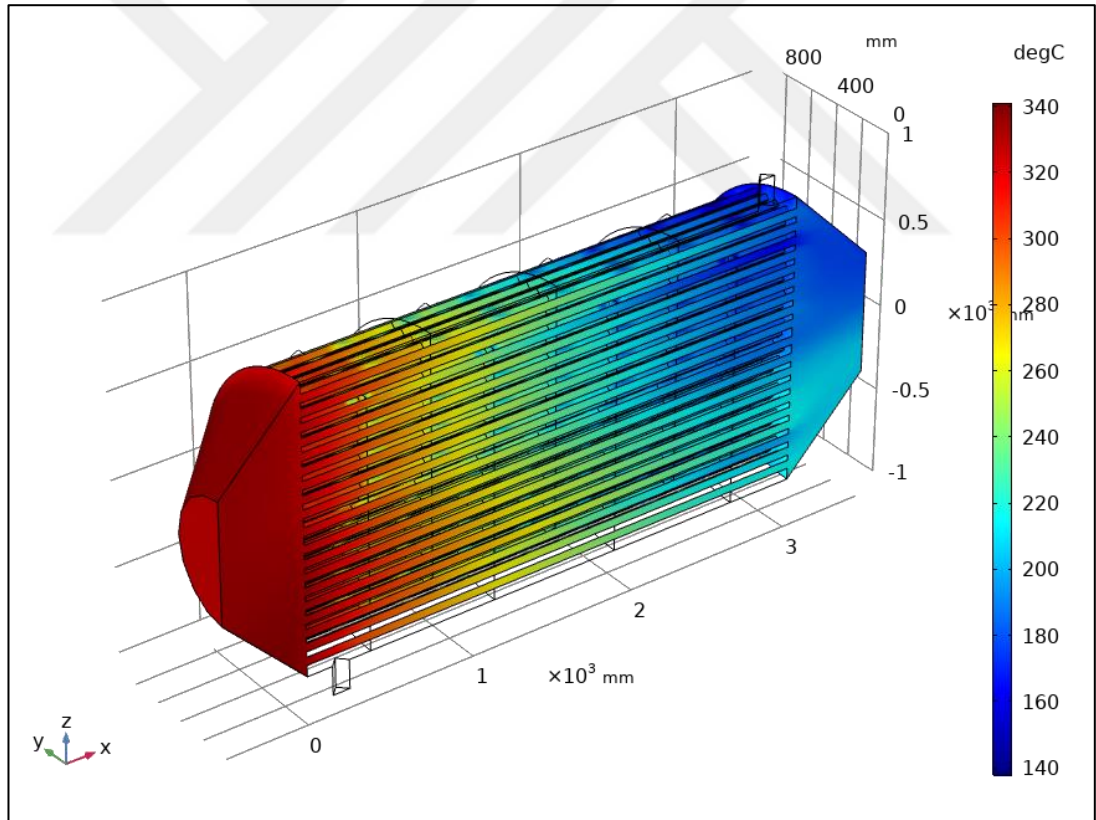
Şekil 9.3: Besleme suyu hacmi.



Şekil 9.4: Gemi egzoz gazı hacmi.



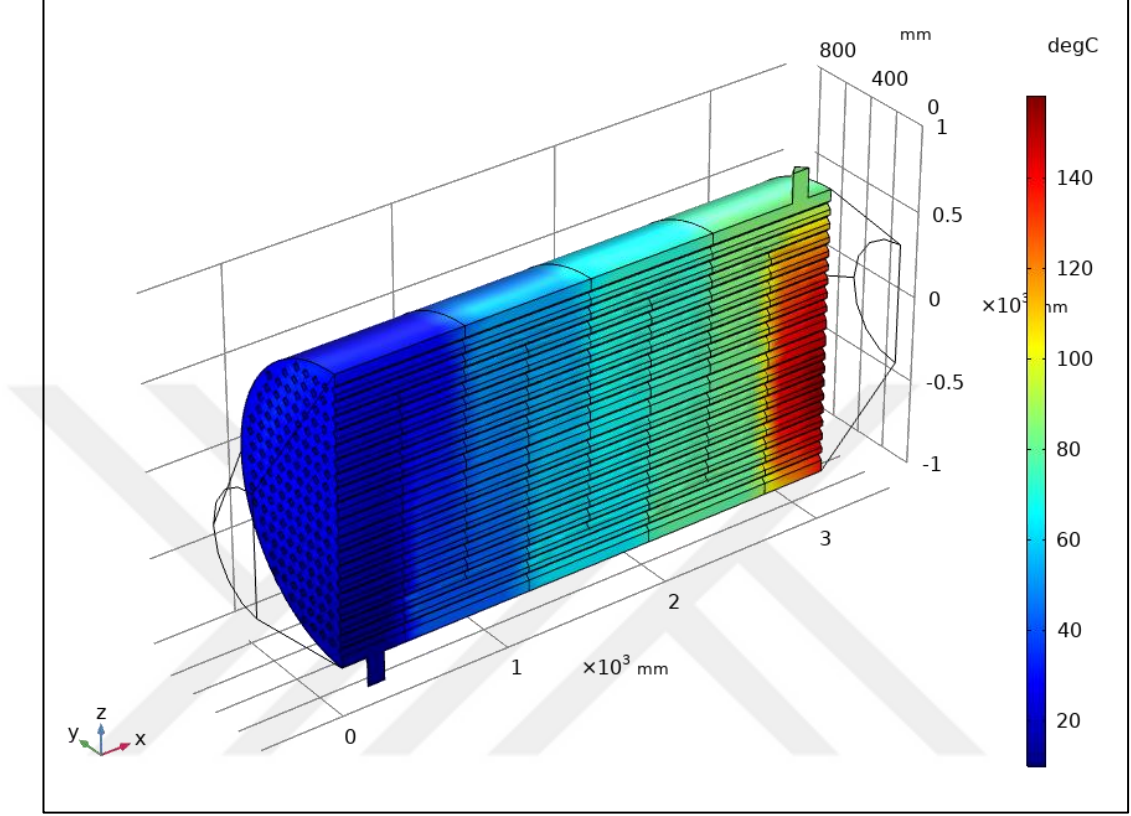
Şekil 9.5: Atık ısı değıştirici egzoz gazı ve besleme suyu giriş-çıkışı.



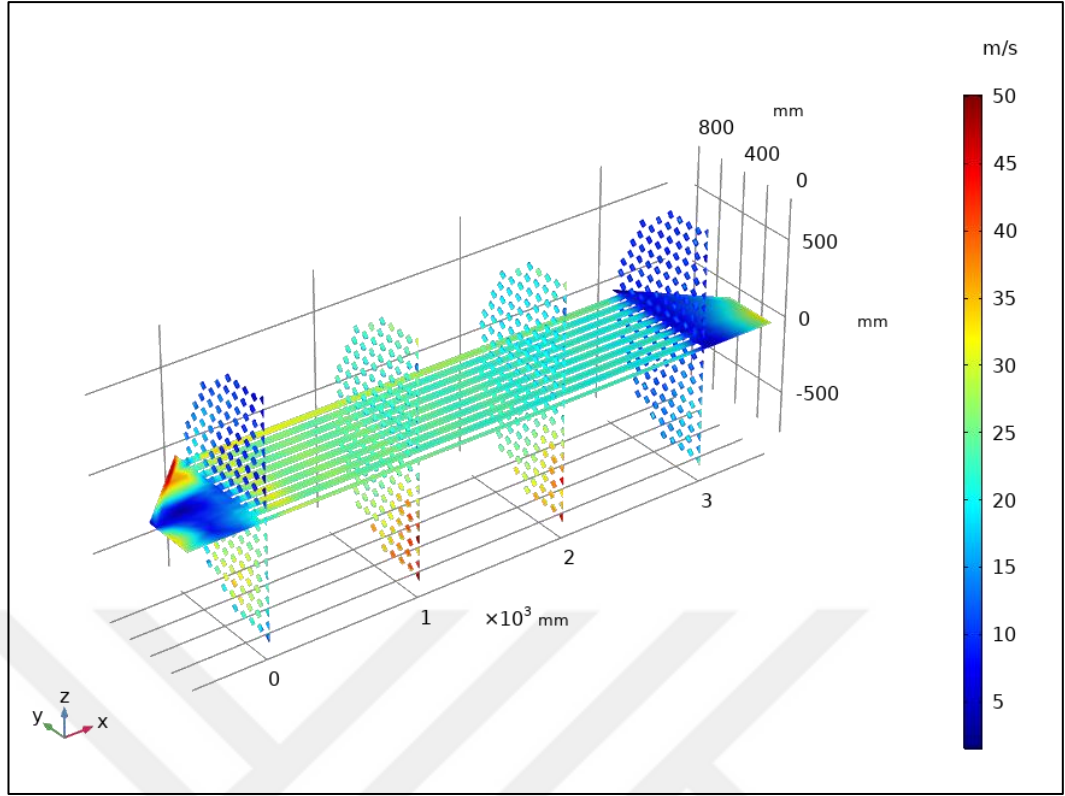
Şekil 9.6: Atık ısı değıştiricisi egzoz gazı sıcaklık dağılımı.

Egzoz devresinden Şekil 9.5'te görüldüğü yönde değıştiriciye yönlendirilip alev duman borularından geçiş yapan egzoz gazı üzerinden besleme suyuna ısı transferi gerçekleşmektedir. Bu süreçte gaz ilerledikçe ısisını kaybetmektedir. Comsol

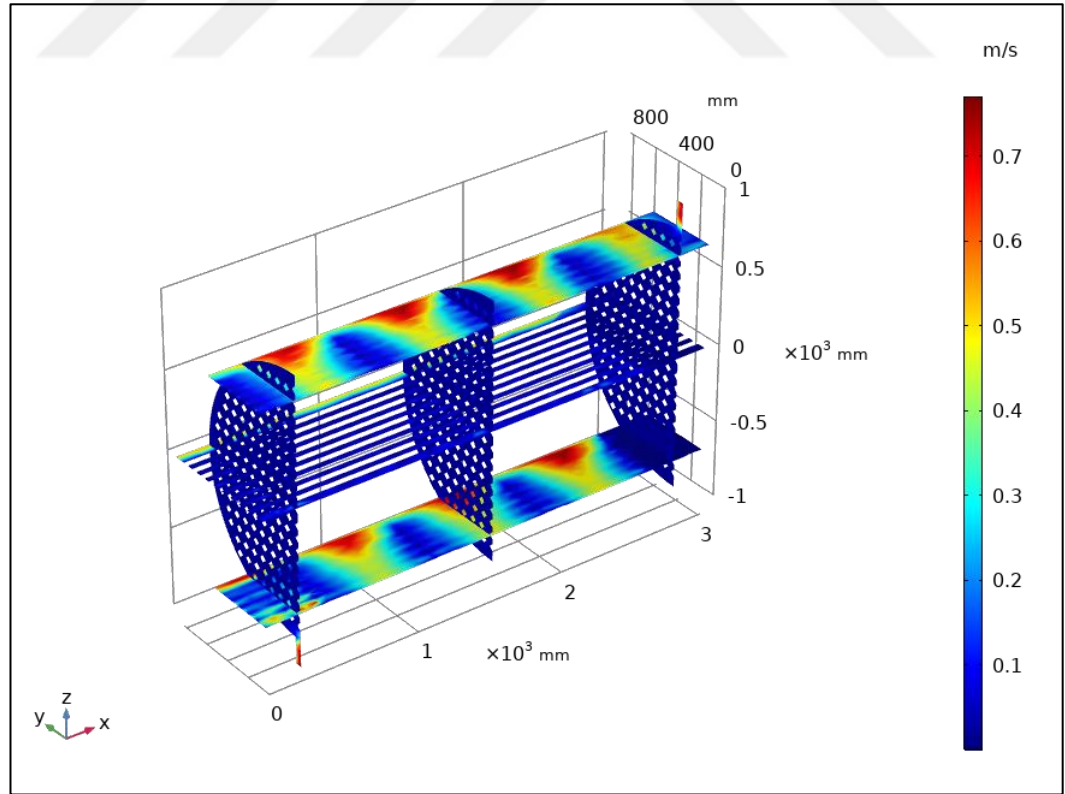
uygulaması ile yapılan analizde elde edilen Şekil 9.6'daki sıcaklık dağılımında görüldüğü üzere egzoz gazı 186.62°C olarak değiştiriciden çıkmaktadır. Daha düşük egzoz gazı çıkış sıcaklığı ile emisyon değerleri de düşürülebilecektir.



Şekil 9.7: Atık ısı değiştiricisi besleme suyu sıcaklık dağılımı.

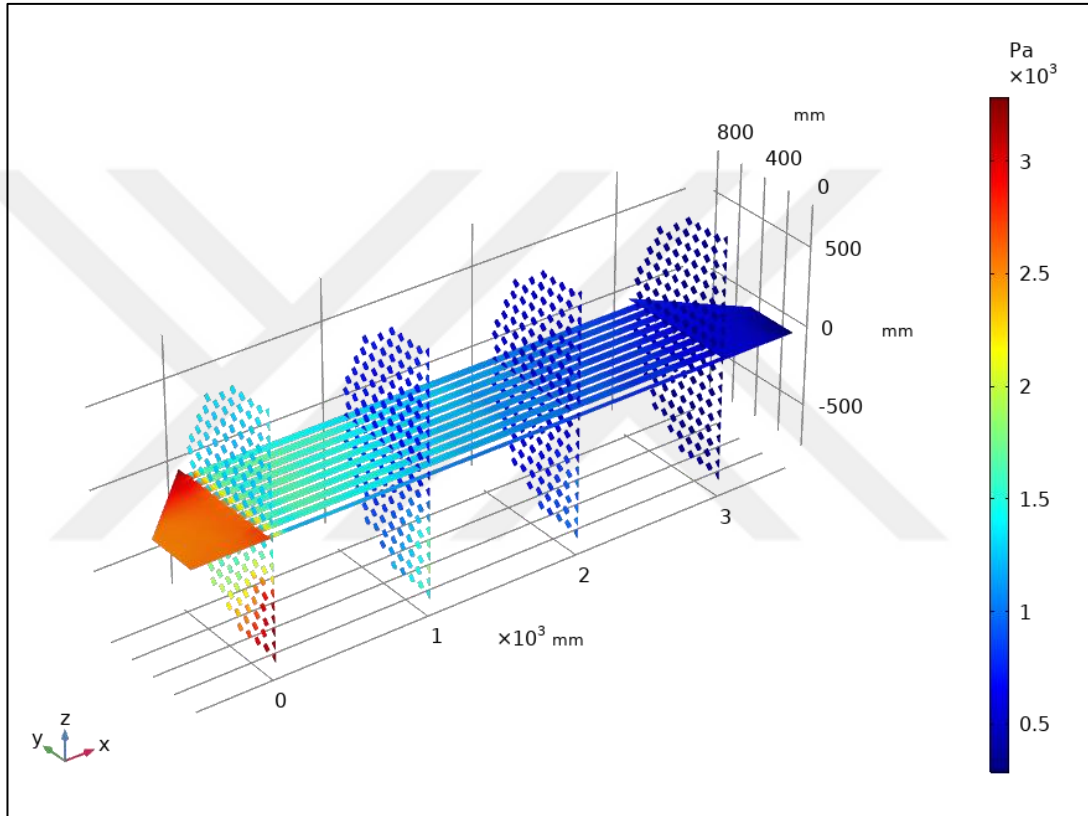


Şekil 9.8: Atık ısı değıştircisi egzoz gazı akış hızı değışimi.



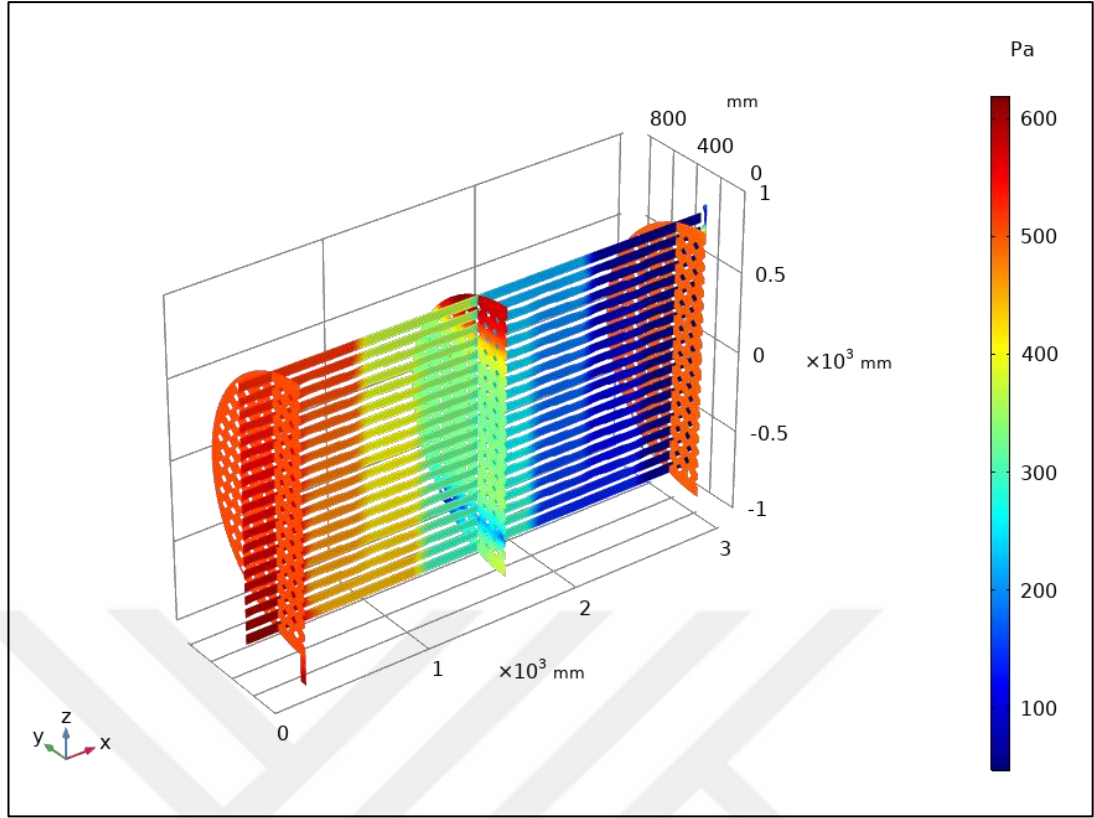
Şekil 9.9: Atık ısı değıştircisi besleme suyu akış hızı değışimi.

Şekil 9.8’de gösterildiği üzere egzoz gazı DN700 çaptaki giriş devresinden sonra alev duman borularında daha düşük çaplı kesitten dolayı daha hızlı ilerlemekte ve alev duman borularından sonra yaklaşık olarak eski hızına düşerek devreyi terk ettiği yapılan analizlerde görülmektedir. Şekil 9.9’da ise ısı değiştiricisine giriş yaparak alev duman borularının çevresinde ilerleyen besleme suyu baffle yapılarının seviyesini geçene kadar sadece Z ekseninde yükselerek birim zamanda daha fazla ısı transfer yüzeyi ile temas ettiği görülmektedir.

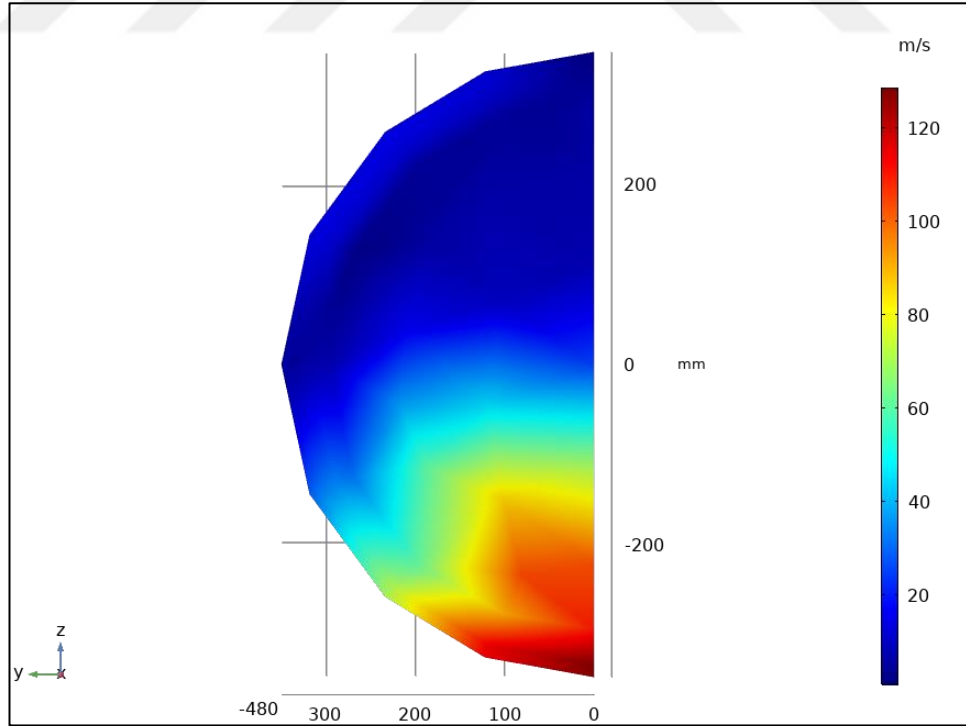


Şekil 9.10: Atık ısı değiştiricisi egzoz gazı basınç değişimi.

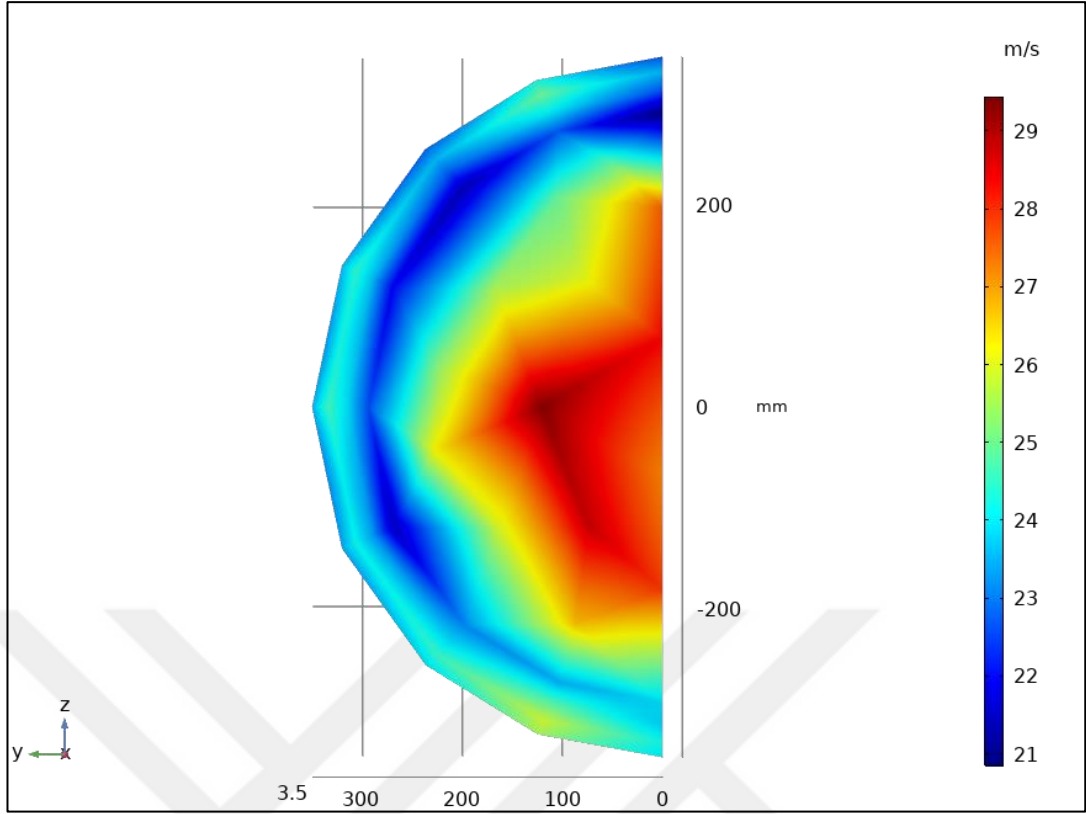
Atık ısı değiştiricisine giriş yapan egzoz gazının ve besleme suyunun giriş basınçlarından daha düşük basınçla sistemden çıkış yaptığı Şekil 9.10 ve Şekil 9.11’de görülmektedir.



Şekil 9.11: Atık ısı değıştiricisi besleme suyu basınç değışimi.



Şekil 9.12: Egzoz gazı giriş kesiti hız dağılımı.



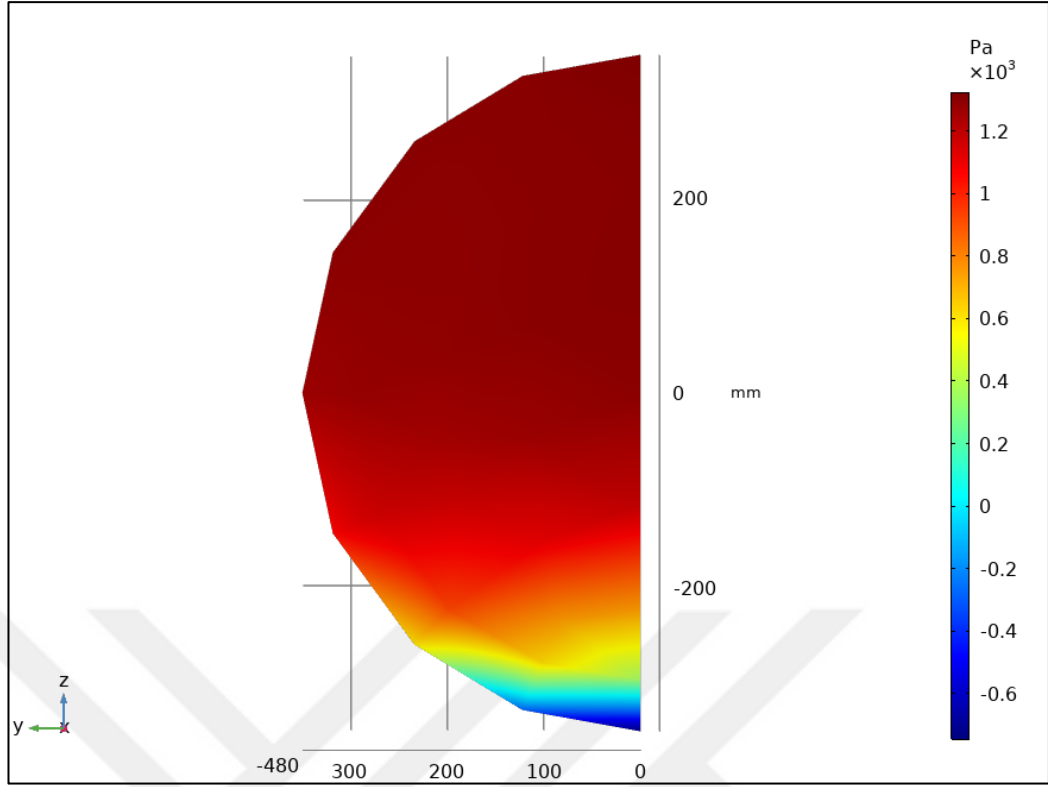
Şekil 9.13: Egzoz gazı çıkış kesiti hız dağılımı.

Şekil 9.12’de atık ısı değıştiricisine egzoz gazının giriş yaptığı kesitteki hız dağılımı gösterilmektedir. Sonrasında alev duman borularından geçerek çıkış yapan egzoz gazının yine çıkış kesitindeki hız dağılımı Şekil 9.13’te gösterilmiştir.

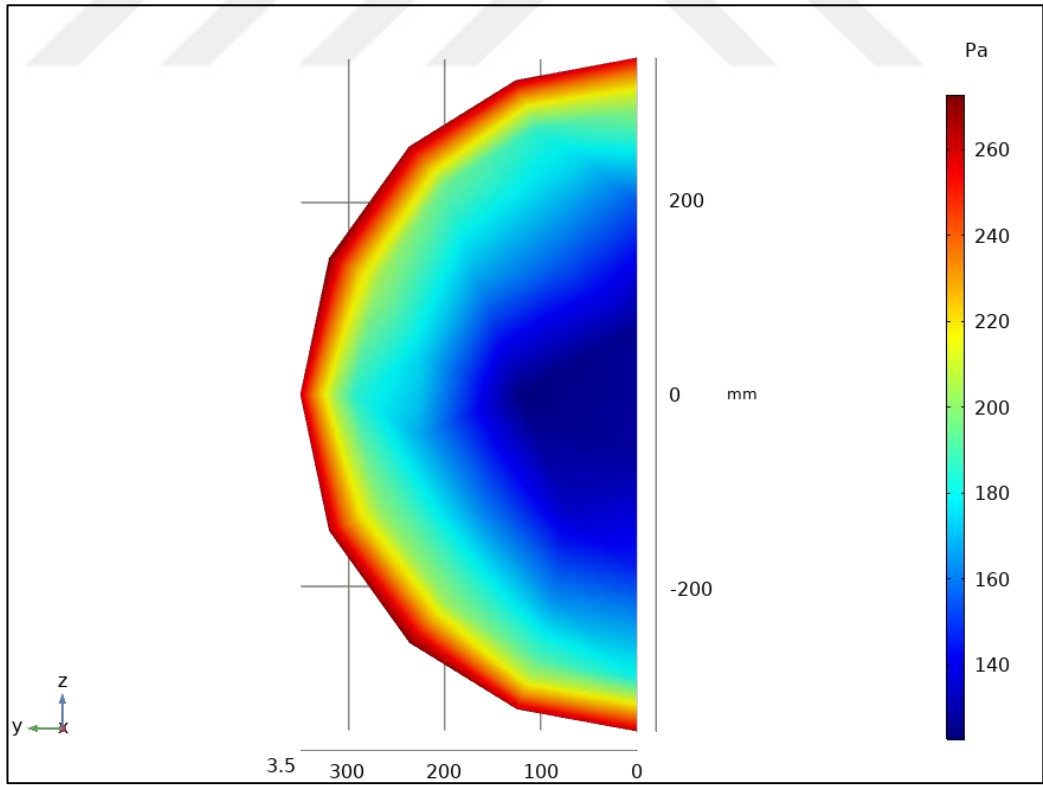
Benzer olarak egzoz gazı için giriş ve çıkış kesitlerindeki basınç dağılımları da Şekil 9.14 ve Şekil 9.15’te gösterilmektedir. Ayrıca tüm bu sıcaklık, basınç ve hız değerlerinin analizde elde edilen sayısal sonuçları da Tablo 9.3’te belirtilmiştir.

Tablo 9.3: Egzoz gazı ve besleme suyuna ait giriş-çıkış değerleri.

	Egzoz gazı giriş	Egzoz gazı çıkış	Besleme suyu giriş	Besleme suyu çıkış
Sıcaklık (°C)	357.82	186.62	0.00	84.97
Basınç (Pa)	1135.1	180.24	574.76	199.90
Hız (m/s)	36.026	25.201	0.66789	0.69064



Şekil 9.14: Egzoz gazı giriş kesiti basınç dağılımı.



Şekil 9.15: Egzoz gazı çıkış kesiti basınç dağılımı.

10. SONUÇLAR

Soğutma sistemleri başlığı altında ısı pompaları ve gemilerde soğutma sistemleri incelenmiştir. Adsorpsiyonlu ısı pompalarının çalışma prensipleri ve çeşitlerinden bahsedildikten sonra söz konusu tez kapsamında öncelikle halihazırda gemilerde kullanılan atık ısı geri kazanım sistemleri araştırılmıştır. Bu sistemlerin içten yanmalı makinelerin verimlerine olan etkileri değerlendirilmiş olup, gemilerde uygulanabilirlikleri kıyaslanmıştır. Proje konusu Milgem sınıfı korvetlerde soğutma sistemleri ve adsorpsiyonlu çillerin bu gemilerde uygulanabilirliği değerlendirilmiştir. Sisteme dahil edilecek adsorpsiyonlu çillerin ihtiyaçları doğrultusunda bir atık ısı değiştiricisi dizaynı yapılması ihtiyacı doğmuştur. Gemi ana makinesi egzoz gazı çıkış değerleri ve mevcut egzoz devresi ölçüleri hesaba katılarak emsal atık ısı değiştiricileri araştırılmıştır. Benzer özelliklere sahip bir atık ısı değiştiricisi belirlenip aynı tasarım Comsol uygulaması üzerinde oluşturulmuş ve bulunan değerler valide edilmiştir. Bu tasarım üzerinden kendi değerlerimiz ile analiz yapıldığında istenilen sonuçlara erişilemediği görülmüş ve ısı transfer yüzeyinin artırılması ihtiyacı duyulmuştur. Mevcut tasarım üzerinde değişiklikler yapılarak istenilen değerler elde edildiğinde nihai tasarım oluşturulmuştur. Oluşturulan bu tasarımın gemi içerisindeki yerleşimi için uygun ölçüler seçilmesine dikkat edilmiştir.

Milgem sınıfı korvet tipi savaş gemileri ortam iklimlendirme sisteminde, gemi yardımcı makinelerinde fosil kaynaklı yakıtla üretilen elektrik desteği ile çalışmakta olan iki adet 480 kW soğutma kapasitesine sahip çiller sistemi bulunmaktadır. Bu çiller sistemi, maksimum kapasitede ünite başına 156 kW elektrik enerjisi tüketmektedir. Söz konusu gemide 600 kW güce sahip 4 adet dizel jeneratör yer almaktadır. Bu dizel jeneratörler adet başına tam kapasitede 126 kg/saat F-76 tipi dizel gemi yakıtı tüketim değerine sahiptir. Bu çalışma sayesinde sisteme entegre edilecek adsorpsiyonlu çiller aracılığıyla mevcutta iki adet olan çiller sayısı bir adete düşürülebilecektir. Bu sayede soğutma sistemi için tüketilecek elektrik enerjisi yaklaşık 156 kW değerinde azaltılmış olup yardımcı makinelerde bu doğrultuda tüketim değeri azami 36.34 kg/saat azaltılabilecektir. Bu değer ile bir adet dizel jeneratör için yaklaşık %28.84 yakıt tasarrufu sağlanabilmesi mümkün hale gelmektedir. Çoğu deniz taşıtında olduğu gibi proje konusu savaş gemisinde de ikmal ihtiyacının en önemli kısmını yakıt ihtiyacı oluşturmaktadır. Dolayısıyla yardımcı dizel makinelerinde azaltılacak yakıt tüketimi

ikmalsiz seyir süresini arttıracaktır ve atış süresini arttırarak destekleyebilecektir. İlave olarak egzoz gazının baca çıkış sıcaklığı ısı değıştiricisinde düşürölmesi sayesinde geminin termal görünümü de azaltılacaktır.



KAYNAKLAR

- [1] Khaled S., Adel T., Elsayed H., Amr A., “Development of a waste heat recovery system onboard LNG carrier to meet IMO regulations”, Alexandria Engineering Journal, 55 (2016), 1951-1960
- [2] Baser A., Cakir K., (2006), “İklimlendirme Sistemlerinde Enerji Tasıma Yöntemlerinin Karsılaştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi.
- [3] Demir H., Mobedi M., Ulku S., (2005), “Adsorpsiyonlu Isı Pompaları”, 7. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 535-545, İzmir, Türkiye, 23-26 Kasım.
- [4] Bulut H., (2017), “Soğutma Ve Klima Tekniğı”, Ders Notu, Harran Üniversitesi.
- [5] Durmaz S., (2012), “Isı Pompası Sistemleri”, TTMD, 28-36.
- [6] Demir V., Gunhan T., Yalcin C., Karacebey E., Bilgen H., (2012), “Adsorpsiyonlu Soğutma Sistemleri ve Tarımsal Amaçlı Kullanılabilirliği”, Tarım Makinaları Bilimi Dergisi, 8 (4), 421-431.
- [7] Web 1, (2022), http://www.viessmann.com.tr/content/dam/internettr/prospekte/mesleki_pompasi.pdf, (Erişim Tarihi: 14/06/2022).
- [8] Akkoyunlu T., (2018), “Adsorpsiyonlu Bir Soğutma Sisteminin Tasarımı Ve Deneysel İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Kırıkkale Üniversitesi.
- [9] Akgün H., (2019), “Gemi İklimlendirme Sistemlerinin Enerji Verimliliğinin İyileştirilmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi.
- [10] Web 2, (2022), http://www.megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/So%C4%9Ftma%20Ve%20%C4%B0klimlendirme.pdf, (Erişim Tarihi: 21/06/2022).
- [11] Orhan B., Gugor A., (2012), “Absorpsiyonlu ve Adsorpsiyonlu İklimlendirme Sistemleri Performans Değ erlendirmesi”, Tesisat Mühendisliği, 130, 59-67.
- [12] Gunes U., (2013), “Gemilerde Atık Isı Geri Kazanı Yöntemlerinin Teknik Ve Ekonomik Yönden İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi.
- [13] Olaniyi E.O., Prause G., (2020), “Investment Analysis of Waste Heat Recovery System Installations on Ships’ Engines”, Journal of Marine Science and Engineering, 8 (811).
- [14] Akkas G., (2002), “Gemilerde Atık Isı Sistemlerinin İletilmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi.
- [15] Waris N., Babu A., (2022), “Waste Heat Recovery Integrated System”, Journal Of Education: Rabindra Bharati University, 1 (20), 146-157.

- [16]MTU 16V595TE90L ISO 8178-12006 E2 Egzoz-Emisyon Analiz Olcumu.
- [17]Kakaç S., Liu H., Pramuanjaroenkij A., (2012), “Heat Exchangers Selection: Rating and Thermal Design”, 3rd Edition, CRC Press.
- [18]Web 3, (2022), https://powderprocess.net/Tools_html/Data_Diagrams/Heat_Exchanger_Fouling_Factor.html, (Erişim Tarihi: 24/06/2022).
- [19]Hewagama. P.P., (2021), “Design Optimization of Exhaust Gas Economizer Using CFD Simulations for Medium Speed Marine Diesel Engines Combine with Exhaust After Treatment”, Yüksek Lisans Tezi, Norwegian University of Science and Technology.



ÖZGEÇMİŞ

Yahya Can KAYIKÇI, 2008-2012 yılları arasında Karadeniz Teknik Üniversitesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği eğitimini tamamlamıştır. 2014-2016 yılları arasında Gemak Gemi İnşaat ve San. Tic. A.Ş. 'de proje mühendisi olarak çalışmış olup, hali hazırda 2019 yılından itibaren İstanbul Tersanesi Komutanlığı'nda Mühendis Devlet Memuru olarak proje mühendisliği görevini icra etmektedir.



EKLER

Ek A: Tez Çalışması Kapsamında Yapılan Yayınlar

Kayikci C., Gediz Ilis g., (2022), “Korvet Tipi Savaş Gemilerinde Soğutma Sistemini Desteklemek Üzere Adsorpsiyonlu Isı Pompası Uygulaması”, Lisansüstü Araştırmalar Sempozyumu, 108, Gebze, Türkiye, 01-02 Haziran.

