

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GEMİLERDE KULLANILAN SANDIK TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN
PERFORMANS ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU**

ANIL ERTAYLAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. YASİN ÜST**

İSTANBUL, 2012

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GEMİLERDE KULLANILAN SANDIK TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN
PERFORMANS ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU**

Anıl ERTAYLAN tarafından hazırlanan tez çalışması 21.05.2012 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Yasin Üst

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Yasin Üst

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail TEKE

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Adnan PARLAK

Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Dünyada on yıllarla ömür biçilen fosil enerji kaynakları insanoğlunu bir yandan yeni fosil enerji kaynaklarını aramaya diğer yandan alternatif enerji kaynakları ile çalışan sistemler tasarlamaya zorlamıştır. İnsanlığı küresel ölçekte tehdit eden hava kirliliği de mevcut sistemleri daha az enerji tüketerek daha büyük hizmetler sunabilir hale getirmek için çalışmaya mecbur etmiştir. Örneğin daha kaliteli yanma ile motorlardan daha büyük güç eldesi, daha düşük ağırlıkta benzer dayanım değerleri veren alaşımlar, sudan ya da havadan daha az direnç gören formlar günümüzün temel arayışlarındandır.

Bu çalışmada boru, valf, pompa miktarını azaltarak hem bu donanımların kendisini ve ilk yatırım masraflarını hem de tekne ömrü boyunca bu sistemlerin bakım ve işletme masraflarını kaldıran bir sistemin termal ve ekonomik avantajlılık durumu irdelenmiştir.

Yüksek lisans çalışmalarım süresince desteği ve yönlendirmeleri ile yardımcı olan değerli hocam Sayın Doç. Dr. Yasin Üst' e, güncel ekonomik verilere ulaşmamı sağlayan Sayın Numan Bakıryol' a sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

Ayrıca, öğrenim hayatımın her safhasında maddi ve özellikle de manevi desteklerini hiçbir zaman üzerimden eksik etmeyen, benim için her türlü fedakarlığı yaparak bugünlere gelmemi sağlayan, hayattaki varlığımın en önemli destekçisi olan aileme ve tahammül sınırlarını zorladığım anlarda dahi yanımda ve yardımcı olan eşime sevgilerimle...

Ağustos, 2011

Anıl ERTAYLAN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGE LİSTESİ	vi
KISALTMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiv
BÖLÜM 1.....	1
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	3
1.3 Hipotez	4
BÖLÜM 2.....	5
ISI DEĞİŞTİRİCİ CİHAZLAR ve SINIFLANDIRILMALARI	5
2.1 Isı Değiştirici Cihazların Sınıflandırılmaları	5
2.1.1 Isı Değişim Şekline Göre Sınıflandırma	6
2.1.2 Kompaktlığa Göre Sınıflandırma.....	7
2.1.3 Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma.....	9
2.1.4 Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflandırma	9
2.1.5 Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflandırma	10
2.1.5.1 Gövde Borulu Isı Değiştiricileri	10
2.1.5.2 Levhalı Isı Değiştiricileri	20
2.1.5.3 Kanatlı Isı Değiştiricileri	23
2.1.5.4 Rejeneratif Isı Değiştiricileri	26
2.1.5.5 Karıştırmalı Kaplarda Isı Değiştiricileri	27
2.1.6 Akış Düzenlemelerine Göre Sınıflandırma.....	28
2.1.6.1 Tek Geçişli Isı Değiştiricileri	28

2.1.6.2 Çok Geçişli Isı Değiştiricileri.....	30
BÖLÜM 3.....	32
GEMİLERDE ISI DEĞİŞTİRİCİ KULLANIMI	32
3.1 Besleme Suyu Isıtıcıları	32
3.2 Yakıt Isıtıcıları	37
3.3 Yağlama Yağı Soğutucuları	39
3.4 Havalı Isı Değiştiricileri	41
BÖLÜM 4.....	44
SANDIK TİPİ SOĞUTUCU SİSTEMİ.....	44
4.1 Buz Koşullarında Sandık Tipi Soğutucu	45
4.2 Sandık Tipi Soğutucu Genel Mukayesesi	45
4.3 SS Sistemlerde Soğutma Devreleri.....	47
4.3.1 Sandık Tipi Soğutucularda Kullanılan Soğutucu Akışkanlar	48
4.4 Sandık Tipi Soğutucuda Akış Düzenlemeleri	49
4.5 SS Konstrüksiyonu	49
4.6 Sandık Tipi Soğutucu Çeşitleri	51
4.7 Dış Yüzeyleri Kaplanmış Boru Kullanımı.....	52
4.8 Titreşimler	52
4.9 Sandık Tipi Soğutucuların Tekne Üzerindeki Yeri	53
4.10 Sandık Tipi Soğutucuların Biyolojik Kirlenmeden Korunması	54
BÖLÜM 5.....	57
ISI DEĞİŞTİRİCİ TİPİ ve BÜYÜKLÜĞÜ TAYİNİNDE MATEMATİK MODEL	57
5.1 Isı Değiştiricisinin Tip ve Alan Tayininde Ekonomik Analiz	60
5.2 Sandık Tipi Soğutucu Alan Tayini ve Diğer Boyutlandırmalar	64
5.3 Parametrelerin Tasarıma Etkileri	70
BÖLÜM 6.....	77
SANDIK TİPİ SOĞUTUCUNUN KONVANSİYONEL BİR SİSTEMLE EKONOMİK MUKAYESESİ	77
BÖLÜM 7.....	84
SONUÇ ve ÖNERİLER	84
KAYNAKLAR.....	86
EK A	88
EŞANJÖR TİPLERİ İÇİN BOYUTSUZ E SAYISI ve ETKİNLİK İFADELERİ	88
EK B	90
EŞANJÖR TİPLERİ İÇİN BOYUTSUZ E SAYISI ve ETKİNLİĞİN DEĞİŞİMİ	90
ÖZGEÇMİŞ.....	92

SİMGE LİSTESİ

A	Alan
$A_{sıcak}$	Sıcak alan
$A_{soğuk}$	Soğuk alan
C	Isıl kapasite debisi
C_{min}	Isıl kapasite debilerinin küçüğü
c_p	Sabit basınç özgül ısısı
C_r	Isıl kapasite debilerinin oranı
D_{demet}	Boru demeti çapı
d_h	Hidrolik çap
d_o	Boru çapı
ε	Isı değiştirici etkinliği
F	Yakıt fiyatı
G	Yıllık işletme ve bakım giderleri toplamı
G_{aw}	Yıllık eşdeğer maliyet
H	Yıllık çalışma süresi
H_u	Yakıt alt ısı değeri
i	Faiz oranı
k	Yıllık giderlerdeki artış
K	Isı iletim katsayısı
M	Sandık boyu
$\dot{m}$	Akışkan kütleli debisi
m_c	Soğutucu akışkan debisi
m_h	Sıcak akışkan debisi
N	Sandık eni
n	Yatırım ömrü
n_b	Boru sayısı
P	Yıllık maliyetlerin bugünkü değeri
t_c	Soğuk akışkan sıcaklığı
$t_{\dot{c}}$	Akışkan çıkış sıcaklığı
t_g	Akışkan giriş sıcaklığı
t_h	Sıcak akışkan sıcaklığı

Δt_m	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı
Q	Değiştirilen ısı miktarı
$\dot{Q}$	Birim zamanda değiştirilen ısı miktarı
Q_{maks}	Değiştirilebilecek maksimum ısı miktarı
U	Isı değiştirici toplam ısı geçiş katsayısı
v	Deniz suyu hızı
$V_{toplaml}$	Toplam hacim
β	Kompaktlık değeri
η	Verim
ρ	Özkütle

KISALTMA LİSTESİ

BDF	Bugünkü Değer Faktörü
BYM	Birim Yüzey Maliyeti
GBE	Gövde Borulu Eşanjör
NK	Net Kar
NTU	Net Transfer Unit
PT	Parasal Tasarruf
SS	Sandık Tipi Soğutucu
TEMA	Tubular Exchanger Manufacturers Association
TPT	Toplam Parasal Tasarruf
YM	Yatırım Maliyeti

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Bir tanker için 1942 model ana kondenser [2]	3
Şekil 2.1 Oto radyatörü benzeri hava soğutmalı ısı değiştirici [3].....	9
Şekil 2.2 Çift borulu değiştirici prensip şeması ve seri bağlı çift borulu cihaz [4]	10
Şekil 2.3 Spiral borulu ısı değiştirici [2].....	11
Şekil 2.4 Gövde borulu ısı değiştiricinin prensip şeması [4]	12
Şekil 2.5 Tipik gövde borulu ısı değiştirici [5]	12
Şekil 2.6 TEMA tarafından hazırlanan standart gövde ve kafa tipleri [6].....	14
Şekil 2.7 Kare ve döndürülmüş kare düzenleri	17
Şekil 2.8 Üçgen ve döndürülmüş üçgen düzenleri	17
Şekil 2.9 Makineto işlemi.....	18
Şekil 2.10 Kare ve üçgen çubuk düzenleri	19
Şekil 2.11 Boruların destek levhalarını doldurduğu tip	19
Şekil 2.12 Boruların destek levhalarını kısmen doldurduğu tip	19
Şekil 2.13 Boruların destek levhalarını tamamen doldurduğu disk ve simit tip.....	19
Şekil 2.14 Boruların destek levhalarını tamamen doldurduğu tip	20
Şekil 2.15 Geçiş sayısını belirleyen boyuna levhalar	20
Şekil 2.16 Giriş ağzında çarpma plakaları	20
Şekil 2.17 Levhalı ısı değiştirici	21
Şekil 2.18 Açık halde contalı levhalı ısı değiştirici cihaz.....	21
Şekil 2.19 Spiral levhalı (solda), lamelli (sağda) ısı değiştirici [7]	23
Şekil 2.20 Çeşitli levha kanat tipleri [7]	24
Şekil 2.21 Boru iç tarafı kanat tipleri [7]	25
Şekil 2.22 Boru dış tarafı kanat tipleri [7]	25
Şekil 2.23 Isı tekerleği, rejeneratif ısı değiştirici [7].....	26
Şekil 2.24 Ceketli, serpantinli ve düz kanatlı karıştırmalı kap [3]	27
Şekil 2.25 Paralel akışlı gövde borulu ısı değiştirici	28
Şekil 2.26 Paralel akışlı gövde borulu ısı değiştirici için sıcaklık dağılımları	28
Şekil 2.27 Ters akışlı gövde borulu ısı değiştirici	29
Şekil 2.28 Ters akışlı gövde borulu ısı değiştirici için sıcaklık dağılımları.....	29
Şekil 2.29 Akışkanların her ikisi de karışmayan tipte çapraz akışlı ısı değiştirici [4].....	30
Şekil 2.30 Akışkanların biri karışan tipte çapraz akışlı ısı değiştirici	30
Şekil 2.31 Çapraz-paralel ve çapraz-ters akımlı düzenlemeler.....	31

Şekil 2.32	Çok geçişli düzenlemeler.....	31
Şekil 2.33	Çok geçişli düzenlemelerde boyuna perdeler.....	31
Şekil 3.1	Egzoz gazı ile besleme suyu ısıtıcısı [8]	33
Şekil 3.2	Çift borulu egzoz gazı ile besleme suyu ısıtıcısı [8]	36
Şekil 3.3	Spiral borulu besleme suyu ısıtıcısı [8].....	37
Şekil 3.4	Çift borulu yakıt ısıtıcısı [8].....	38
Şekil 3.5	Yassı borulu yağlama yağı soğutucusu [8]	40
Şekil 3.6	Gövde borulu yakıt ısıtıcısı [8].....	41
Şekil 3.7	Jeneratör için kapalı soğutma çevrimli çift borulu havalı soğutucu [8]	43
Şekil 4.1	SS çalışma şekli ve yapısı [9].....	44
Şekil 4.2	SS basınç testi [9]	46
Şekil 4.3	İki soğutma çevrimli bir ana makine için temel soğutma çevrimi	47
Şekil 4.4	Aynı donanımda iki ayrı soğutma çevrimi [9]	48
Şekil 4.5	2, 4, 8 geçiş düzenlemeleri.....	49
Şekil 4.6	SS genel yapısı [9].....	50
Şekil 4.7	SS kafa yapıları [9]	50
Şekil 4.8	Dairesel (solda) ve değişken boru boylu (sağda) SS cihazlar [9]	51
Şekil 4.9	SS bağlantı şekilleri [9]	51
Şekil 4.10	Reçine kaplanmış (solda) ve kaplanmamış (sağda) SS cihazlar [9]	52
Şekil 4.11	Titreşimleri engellemek için konmuş çerçeveler [9].....	53
Şekil 4.12	Tekne etrafında hız ve basınç dağılımı [11]	53
Şekil 4.13	Kirlenmiş sandık tipi soğutucular [9].....	54
Şekil 4.14	Sıkıştırılmış akımla korunan SS cihazlar [9]	56
Şekil 5.1	Yatırım maliyeti ve toplam parasal tasarruf eğrileri genel görünüşü [13]... 63	
Şekil 5.2	Örnek tekneye uygulanan sandık tipi soğutuculu soğutma çevrimi.....	65
Şekil 5.3	SS donanımının NTU-TPT-NK grafiğinde yeri	69
Şekil 5.4	Modellenen sandık tipi soğutucu.....	70
Şekil 5.5	BYM/Optimum Alan ilişkisi	70
Şekil 5.6	BYM/Isı Transfer Miktarı ilişkisi	71
Şekil 5.7	BYM/Etkinlik ilişkisi	71
Şekil 5.8	BYM/TPT ve YM ilişkisi	71
Şekil 5.9	Deniz Suyu Sıcaklığı/Optimum Alan ilişkisi	72
Şekil 5.10	Deniz Suyu Sıcaklığı/Isı Transfer Miktarı ilişkisi	72
Şekil 5.11	Deniz Suyu Sıcaklığı/Etkinlik ilişkisi	73
Şekil 5.12	Deniz Suyu Sıcaklığı/TPT ve YM ilişkisi	73
Şekil 5.13	Yıllık Çalışma Süresi/Optimum Alan ilişkisi	74
Şekil 5.14	Yıllık Çalışma Süresi/Isı Transfer Miktarı ilişkisi	74
Şekil 5.15	Yıllık Çalışma Süresi/TPT ve YM ilişkisi	74
Şekil 5.16	Deniz Suyu Hızı/Optimum Alan ilişkisi	75
Şekil 5.17	Deniz Suyu Hızı/Isı Transfer Miktarı ilişkisi	75
Şekil 5.18	Deniz Suyu Hızı/TPT ve YM ilişkisi	76
Şekil 5.19	Deniz suyu için sıcaklık profili (solda), hız profili (sağda) [9]	76
Şekil 6.1	GBE donanımının NTU-TPT-NK grafiğinde yeri	79
Şekil 6.2	Örnek tekneye uygulanabilecek gövde borulu eşanjörle soğutma çevrimi	79

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1	Isı değiştiricilerin çeşitli özelliklerine göre sınıflandırılması 6
Çizelge 2.2	Çeşitli ısı değiştiricileri için β kompaktlık değerleri [3] 8
Çizelge 2.3	Gövde Borulu değiştiricilerde önerilen hızlar ve basınç düşümleri [3] ... 15
Çizelge 2.4	C ve n katsayıları [3]..... 16
Çizelge 5.1	Seçilen örnek gemiye göre model parametrelerinin belirlenmesi 66
Çizelge 5.2	Modelden alınan performans verileri ve örnek gemi ile mukayese 67
Çizelge 6.1	Gövde borulu değiştirici için belirlenen giriş parametreleri 78
Çizelge 6.2	Gövde borulu eşanjör için performans verileri 78
Çizelge 6.3	Sandık Tipi Soğutuculu sistem için donanım listesi..... 80
Çizelge 6.4	Gövde Borulu eşanjörlü sistem için donanım listesi 80
Çizelge 6.5	Her iki sistem için maliyetler listesi 82
Çizelge 6.6	Genel mali durum..... 82
Çizelge 6.7	İkinci durumda alternatiflerin maliyetleri 83
Çizelge 6.8	İkinci durumda genel mali durum 83

**GEMİLERDE KULLANILAN KUTU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN PERFORMANS
ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU**

Anıl ERTAYLAN

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Yasin Üst

Isı transferi hayatın her aşamasında yaşanan bir olaydır. İnsan vücudu ya da onun birer bileşeni olan akciğerler de aslında organik birer eşanjördürler. Bu denli sık kullanılan bu cihazlar için endüstrinin temel arayışlarından biri aynı ısı alışverişi miktarı için daha küçük eşanjörler tasarlayabilmektir. Bu tezde de gemilerde kullanılan bir ısı değiştirici tipi için optimum bir ısı transfer alanı bulmak ve bu sistemin alternatif sistemlerle, büyüklük, termal performans, ekonomik avantajlılık anlamında mukayeselerini yapabilmek amaçlı bir çalışma sunulmuştur.

Endüstride bu iş için geliştirilmiş olan değiştirici tiplerinden bahsedilmiştir. Isı değiştiricilerin, ısı değişim şekline, kompaktlığına, akışkan sayısına, ısı geçiş mekanizmasına, konstrüksiyon özelliklerine ve akış şekline göre sınıflandırılmaları verilmiş bu esnada da temel özellikleri, imalatında ve kullanımında dikkat edilmesi gereken bazı noktalar, kullanıldığı alanlar incelenmiş ve şekillerle desteklenmiştir.

Isı değiştirici cihazların özellikle gemilerde kullanılan tiplerinden, hangi tür gemilerde ve ne amaçlarla kullanıldıkları anlatılmıştır. Tezin ana konusu kapsamında daha ziyade sandık tipi soğutucular üzerinde durulmuş, bunların çalışma prensibi, buz, sığ su gibi zorlu deniz koşullarında performansları, diğer sistemlerle kıyasları, onlara karşı avantajları ve dezavantajları, kullanım şekilleri sunulmuş ve ardından konstrüktif ve özellikle termal açıdan tasarım esasları irdelenmiştir.

Isı değiştirici tipi ve alanı seçiminde iyi sonuçlar veren ve temelde NTU metoduna dayanan bir matematik model yardımı ile sandık tipi soğutucu ve ekonomik mukayese maksatlı gövde borulu bir ısı değiştirici için optimum alanlar hesaplanmış ve bu hesaptan çıkan sonuçlar ile alan seçiminde rol oynayan etkenlerin optimum alan miktarına nasıl etkilediği grafikler yardımı ile irdelenmiştir. Bu grafiklerden SS seçiminde ele alınacak parametreler ve bunlardaki değişikliklerin diğer verilere nasıl yansıyacağı izlenebilmektedir.

Belirlenmiş bir ana makine için her iki ısı değiştiricinin kullanıldığı birer soğutma suyu diyagramı oluşturulmuş ve aynı ana makineyi soğutmak için devrelere gereken donanımların listesi çıkarılıp ilk yatırım, işletme ve bakım onarım maliyetleri hesaplanmıştır. Böylece aynı işi yapan birbirine alternatif olabilecek iki sistemin ekonomik yönden mukayesei yapılmıştır.

Böyle sistemlerin tasarımcıları ve bu sistemlerin kullanıcısı olanlar için, matematik modelin çalışma şekli, tasarım öncesi yapılan kabuller ve sonuçta elde edilen termal ve ekonomik veriler belirli bir sıra ile verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Sandık soğutucular, sandık tipi soğutucular, ısı değiştirici performansı, optimum alan, NTU metodu, ekonomik mukayese

PERFORMANCE ANALYSIS AND OPTIMISATION OF BOX TYPE HEAT EXCHANGERS USED IN SHIPS

Anil ERTAYLAN

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Yasin ÜST

Heat transfer is an event that occurs every moment of life. Human body or its components like lungs or skin are all organic heat exchangers. Most basic question of industry for this kind of most frequently used items is a way to design a smaller exchangers for the same amount of heat transfer. This study is prepared and presented in order to find an optimum area for a kind of heat exchanger used in ships and compare this system with its alternatives in way of dimensions, thermodynamical and economical performances.

Initially, types of heat exchangers are mentioned. Classification of heat exchangers according to their way and mechanism of heat exchange, compactness, no of fluid, constructions and flow types are explained by supporting diagrams and graphs with their basic and most common properties, points to consider during fabrication and usage of these items and utilization areas.

After referring types of heat exchangers using in ships with their aim of usage, box coolers working principles, performances under icy or shallow water conditions, comparisons with other cooling systems and advantages, usages, and thermodynamic and constructive design principles are defined intensely.

Optimum heat transfer areas both for a box cooler and a shell and pipe heat exchanger are determined in order to make comparison in way of their heat exchanging performance in service of the same ship, by using a mathematical model fundementally based upon a NTU method. Parameters effecting the optimum heat transfer area are examined by this mathematical model. Graphics and diagrams are created in order to observe these parameters and their rate of effects reflected on each parameters take role in the main function.

For economical comparing, a cooling circuit is prepared for cooling the main engines of the same ship with two engines, both via box coolers and shell and tube heat exchangers. Necessary equipments for these two cooling circuits are listed and their investment costs, operation and maintenance costs are calculated.

A series of acceptances, equations and formulas, calculations, mathematic method and received thermodynamic and economic results are given respectively for designers and users of this kind of cooling systems.

Key words: Box coolers, heat exchanger performance, optimum area, NTU method, economical comparison

1.1 Literatür Özeti

Termodinamik, denge durumlarıyla ve bir denge durumundan diğerine olan değişimlerle ilgilenir. Öte yandan ısı transferi, ısı dengesi bozulmuş sistemlerle ilgilenir ve bu yüzden ısı transferi dengenin olmadığı bir olaydır. Ancak termodinamik kanunları, ısı transferi disiplini için bir çerçeve oluşturur. Birinci kanun, bir sisteme olan enerji transfer hızının o sistemdeki enerji artış hızına eşit olmasını gerektirir. İkinci kanun ise ısı azalan sıcaklık yönünde akmasını gerektirir. Bu tıpkı eğimli bir yolda duran ve frenleri gevşetildiğinde, yüksekliğin azalan yönünde aşağı doğru kayması gereken bir arabanın hareketine benzer. Ya da akışkanların azalan basınç yönüne akması veya azalan gerilim yönünde akan elektrik akımına benzer.

Isı transferinin görülebilmesi için temel gereksinim sıcaklık farkının olmasıdır. Aynı sıcaklıktaki iki ortam arasında net ısı transferi görülmez. Tıpkı elektrik akımı için zorlayıcı etkinin gerilim farkı, akışkan akımı için de basınç farkı olması gibi ısı transferi için zorlayıcı etki sıcaklık farkıdır. Belli bir yöndeki ısı transfer hızı, o yöndeki birim uzunluk başına sıcaklık farkının büyüklüğüne bağlıdır. Bu fark ne kadar çok ise ısı transfer hızı da o denli yüksek olacaktır.

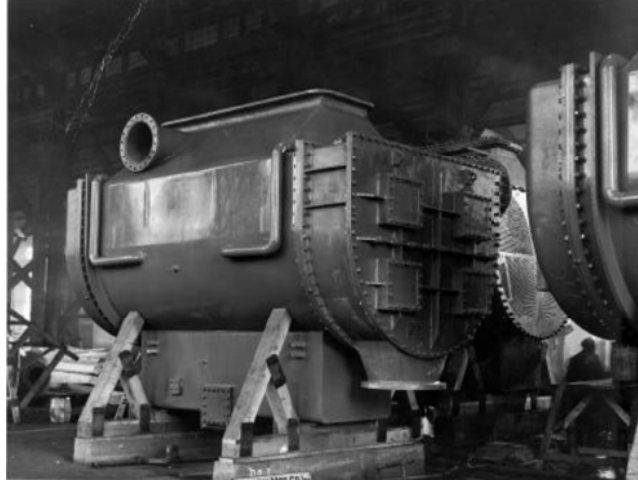
Isı transferine mühendislik sistemlerinde ve hayatın diğer alanlarında rastlanır; birinin ısı transferi uygulama alanlarını görmesi için pek de uzağa gitmesi gerekmez. Örneğin insan vücudu sürekli olarak çevresine ısı atar ve insanın rahatı, bu ısı atılma hızı ile yakinen ilgilidir. İnsanlar bu transferini giydikleri kıyafetler ile kontrol etmeye çalışırlar.

Birçok sıradan ev aleti, tamamen veya kısmen ısı transferi prensipleri ile tasarlanırlar. Elektrik veya gaz ocakları, ısıtma ve iklimlendirme sistemleri, soğutucu ya da dondurucular, su ısıtıcıları, ütü ve hatta bilgisayar donanımları, TV ve DVD çalarlar gibi birçok örnek böyledir. Ayrıca ısı transferi radyatör, güneş kolektörü, güç santrallerinin çeşitli donanımları ve hatta uzay gemilerinin de tasarımında önemli rol oynar.

Isı insanda daima sıcaklık hissi doğuran bir şey olarak algılanmıştır ve ısıнын niteliğinin, insanoğlunun anladığı ilk şeylerden biri olduğu sanılır. Ne var ki, molekülleri, hareketli ve bu yüzden kinetik enerjiye sahip kürecikler olarak ele alan kinetik teorisinin o zamanki gelişmesi sayesinde, ısıнын tabiatı, fiziksel olarak ancak ondokuzuncu asrın ortalarında doğru şekilde algılanabildi. Böylece ısı, atom ve moleküllerin gelişigüzel hareketleriyle ilişkilendirilen bir enerji türü olarak tanımlandı. Onsekizinci yüzyılda ve ondokuzuncu yüzyılın başlarında, moleküler seviyedeki bir hareketin belirtisi olduğu öne sürülmesine karşılık, ısı için ondokuzuncu yüzyılın ortalarına kadar egemen olan görüş, Fransız kimyacı Antoine Lavoisier (1743-1794) tarafından 1789’ da kurulan kalorik teorisine dayanır. Kalorik teorisi, ısıнын kalorik denen akışkan benzeri, kütlesiz, renksiz, kokusuz ve de tatsız, bir cisimden diğerine akabilen bir madde olduğunu öne sürer. Kalorik, bir maddeye eklendiğinde sıcaklığı artar, çıkarıldığında ise azalır. Daha fazla tuz ya da şekerin eriyemediği bir bardak sudakine benzer şekilde, artık daha fazla kalorik alamayan bir maddenin kalorik ile doymuş olduğu söylenir. Bu yorum, bugün hala kullanılan doymuş sıvı, doymuş buhar terimlerini ortaya çıkarmıştır.

Kalorik teorisi ortaya atıldıktan hemen sonra eleştirilere uğradı. Kalorik teorisi, ısıнын yaratılamayacak ya da yok edilemeyecek bir madde olduğunu öne sürmüştü. Ancak ellerin veya herhangi iki cismin birbirlerine sürtünmesi ile bile bir miktar ısı üretilebiliyordu. Amerikalı bilim insanı Benjamin Thompson (1753-1814), 1798’ de makalelerinde, ısıнын sürtünmeyle sürekli olarak üretilebileceğini gösterdi. Kalorik teorisinin geçerliliği diğer birçokları tarafından da sorgulandı. En sonunda İngiliz James P. Joule’ un (1818-1889) sonuçları 1843’ te yayınlanan dikkatli deneyleri, kuşku duyanları ısıнын bir madde olmadığına ikna etti ve böylelikle kalorik teorisini geçersiz kıldı. Ondokuzuncu yüzyılın ortalarında tamamen terk edilmesine karşın kalorik teorisi, termodinamik ve ısı transferinin gelişmesine büyük katkı sağlamıştır [1].

Bu şekilde başlayan ısı hareketleri anlama, modelleme çalışmaları 1920' li yılların başlarında ticari anlamda başarı sağlayan ısı değıştiricileri ortaya çıkarmıştır. Ancak günümüz anlamında etkin ısı değıştirici tasarımı çalışmaları özellikle ikinci dünya savaşı yıllarında özellikle savaş gemileri amaçlı ve daha sonraları sivil gereksinimler amaçlı başlamıştır. Fakat günümüzde amaç fonksiyonlarının değışkenleri arasında bulunan etkinlik ve boyutlar daha büyük ağırlık kazanmıştır.



Şekil 1.1 Bir tanker için 1942 model ana kondenser [2]

1.2 Tezin Amacı

Bir problem üzerinde çalışan çözümlemeci kendini, çoğu zaman çok kesin fakat karmaşık bir model ile yalın ama o kadar da duyarlı olmayan bir model arasında seçim yapmak durumunda kalır. En doğru seçim, genellikle yeterli derecede sağlıklı çözümler sunan en basit modeldir. Örneğin uygun büyüklükte ısıtıcı seçmek için bir binanın ısı kayıpları çözümlenirken, beklenen en kötü şartlardaki ısı kayıpları bulunur ve o ısı kayıplarını karşılamaya yetecek büyüklükte bir kazan ve diğer ısı değıştirici cihazlar seçilir. Bina ömrü süresinde bazı genişleme ihtiyaçları da göz önünde bulundurularak veya bir emniyet faktörü ile bir miktar daha büyük bir kazan seçme eğilimi gösterilebilir. Bu durumda çok basit bir çözümleme yapmak yeterli olacaktır.

Isı transfer cihazı seçerken de gerçek işletme şartları dikkate alınmalıdır. Kireçlenmeler, kirlenmeler, ileride doğabilecek ek ihtiyaçlar göz önüne alınmalıdır. Bu tezde, önceden belirli çalışma şartları çalışacak, gemilere uygulanan sandık tipi soğutucu için optimum alan belirlemesi yapılabilecek bir matematik model uygulanmış ve bu model bu tip bir

ısı değiştiricinin performansını hangi etkenlerin ne kadar tetiklediğinin anlaşılabilmesi için çalıştırılmıştır. Ayrıca bu sistem konvansiyonel soğutma sistemlerine bir alternatif olarak düşünüldüğünden, termal analizinin yanında ekonomik avantajlılık durumu da sorgulanmış, yatırım, bakım, işletme maliyetlerinin ömür boyunca toplamaları sunulup sağlıklı bir mukayese ortamı hazırlanmaya çalışılmıştır.

1.3 Hipotez

Gemilerde kullanılan SS cinsi ısı değiştiriciler, gövde borulu eşanjörlerin çalışma şekli ile aşırı benzerlikler göstermektedirler. Buna dayanarak, daha önce üzerinde çalışılıp açıklanmış olan ve ısı değiştiricilerin optimum transfer alanını bulmaya yarayan, temelde NTU metoduna dayanan bir matematik modelin, SS cihazların da tasarımında ısı performanslarını önceden tahmin etmeye yarayacak şekilde kullanılabilmesi ve sağlıklı değerler sunabilmesi gerekmektedir. Nispeten daha yeni bir sistem sayılan sandık tipi soğutucuların performansına etkiyen parametrelerin tasarım öncesi sayısal olarak izlenebilmesi gerekmektedir. Bu sayısal modelden alınan sonuçlarla eldeki gerçek veriler arasında tutarlılıklar gözlenmiştir. Ayrıca SS cihazlar ekonomik ömür boyunca yapılan harcamalar da göz önünde bulundurulduğunda, parasal açıdan alternatiflerine göre daha ekonomik sistemlerdir.

ISI DEĞİŞTİRİCİ CİHAZLAR ve SINIFLANDIRILMALARI

Sıvı ya da gaz herhangi bir akışkan ile diğer bir akışkan arasında ısı alışverişi sağlayan cihazlara ısı değiştirici veya eşanjör denir. Böyle bir donanım şu işler için kullanılabilir:

Bir akışkanı kendisinden daha sıcak bir akışkan ile ısıtmak veya daha soğuk bir akışkan ile bir akışkanı soğutmak (Ağır yakıtı ısıtmak, kullanım suyunu baca gazı ile ısıtmak, ana makine soğutma suyunu deniz suyu ile soğutmak, vs....)

Bir sıvıyı kendisinden daha sıcak bir akışkan ile kaynatmak

Gaz halindeki bir akışkanı kendisinden daha soğuk bir akışkan ile yoğunlaştırmak

Bir akışkanı, kendisinden daha sıcak bir akışkanın yoğunlaşması esnasında kaynatmak

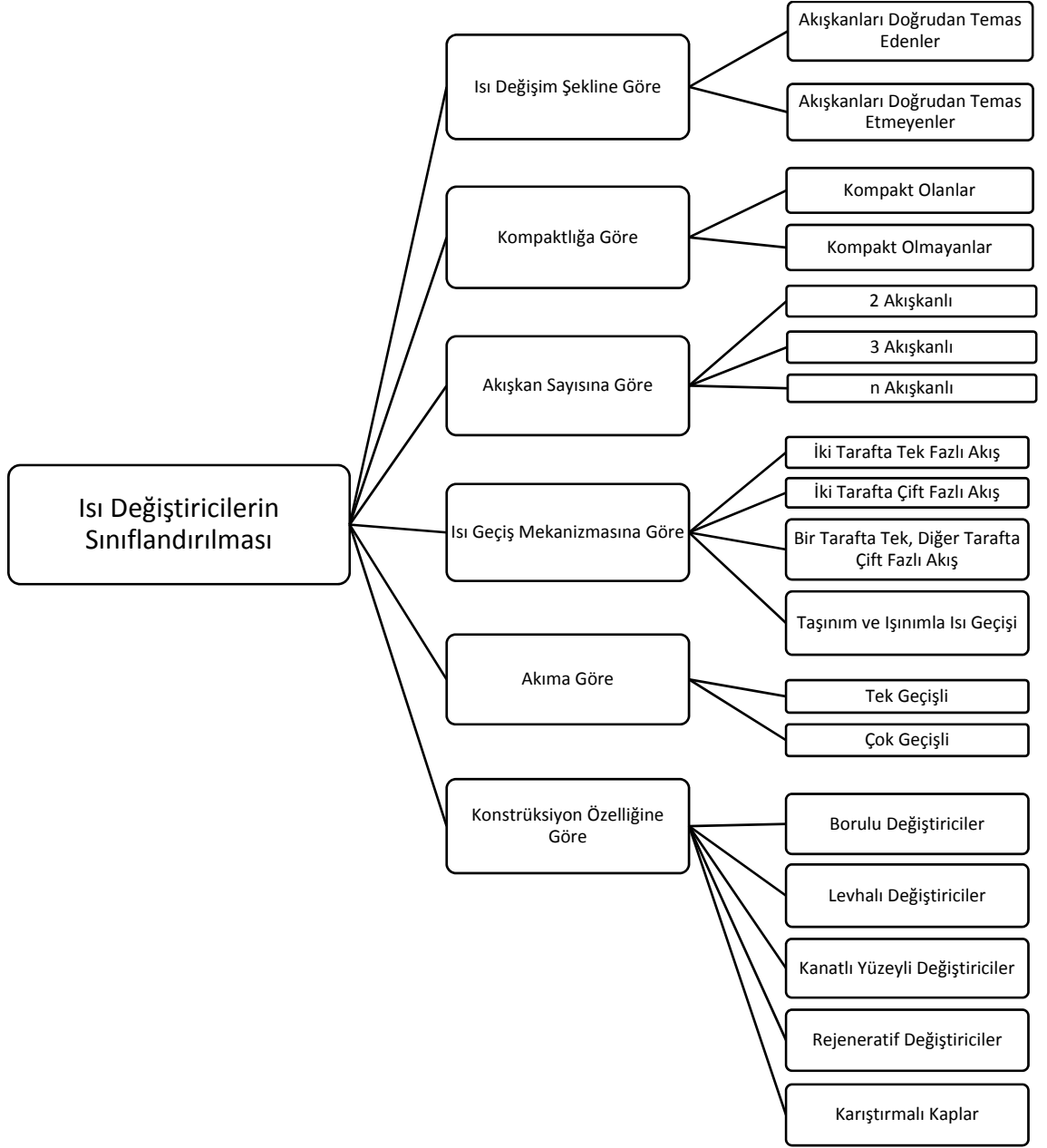
Bir ısı değiştirici ne maksatla kullanılacak olursa olsun, akışkanların sıcaklıkları arasında fark olmalıdır. Zira ısı sıcak akışkandan soğuk akışkana doğru hareket eder.

Gemi makineleri operasyonlarında geniş uygulamaya sahip ısı değiştiricilerin en önemli kısmını kazanlar oluşturmaktadır. Ancak burada özellikle sandık tipli soğutucular işleneceğinden daha ziyade boru ve plaka tipli ısı değiştiriciler irdelenecektir.

2.1 Isı Değiştirici Cihazların Sınıflandırılmaları

Isı değiştirici cihazlar, akışkanların arasında temas olup olmaması, ısı transfer yüzeyinin ısı transfer hacmine oranı, ısı alışverişi yapan akışkanların sayısı, ısı geçiş mekanizması, ısı alışverişi esnasında akışkanlarda faz değişimi olup olmaması, konstrüksiyon özellikleri, akışkanların akış şekli gibi bir çok özelliğine göre sınıflandırılabilir. Benzer bir sınıflandırma Çizelge 2.1’ de gösterilmiştir ve ardından bu tiplerden bahsedilmiştir.

Çizelge 2.1 Isı değıştircilerin çeşitli özelliklerine göre sınıflandırılması



2.1.1 Isı Değişim Şekline Göre Sınıflandırma

Bu sınıflandırmada ısı değıştirici, akışkanları arasında veya katı cisimler ile bir akışkan arasında doğrudan bir temasın olduğu ve olmadığı şeklinde, iki grupta göz önüne alınır.

Doğrudan temasın olduğu ısı değıştircileri içinde farklı sıcaklıklardaki akışkanlar veya bir akışkan ile katı maddeler birbirleri ile doğrudan karıştırılır veya temasa geçirilir.

İki farklı sıcaklıktaki akışkanın teması geçirildiği sistemlerde genellikle akışkanlardan birisi gaz, diğeri ise buharlaşma basıncı küçük olan bir sıvıdır. Isı geçişi işleminden sonra iki akışkan birbirinden kendiliğinden ayrılır. Endüstriyel işlemler sonucu ortaya çıkan ısı atılması için pratikte çok kullanılan soğutma kuleleri bu tip ısı değıştircilerine iyi bir örnektir. Soğutma kulelerinde damlalar veya ıslak dolgu maddeleri üzerindeki su atmosferik hava ile soğutulur. Çoğunlukla su yer çekimi ivmesi ile aşağı düşerken hava doğal veya zorlanmış olarak su yüzeyleri üzerinden akar [3].

Akışkanlar arasında doğrudan temas olmayan ısı değıştircilerinde ısı, önce sıcak akışkandan iki akışkanı ayıran bir yüzeye veya kütleye geçer. Daha sonra bu ısı bu yüzeyden veya kütleden soğuk akışkana iletilir. Isı geçişinin doğrudan olduğu ısı değıştircilerde farklı sıcaklıklardaki iki akışkan, ince cidarlı bir boru veya levha yüzeyleri ile birbirinden ayrılır. İki akışkan, ısı değıştirici içinde birbirlerine karışmadan hareket ederler. Bunların içinde hareketli bir makine elemanı yoktur. Ve bunlar literatürde reküperatif ısı değıştircileri olarak da anılırlar. Pratikte karşılaşılan önemli tipleri borulu, levhalı ve kanatlı yüzeyli ısı değıştircileri olup; bu eşanjörlerin konstrüktif ve ısı performans özelliklerine ileren bölümlerde değinilecektir.

Bahsedilebilecek bir tür de içinde ısı atılma depolandığı değıştircilerdir. Bu değıştircilerde sıcak akışkan belirli bir süre değıştirici içindeki dolgu maddesinin yüzeyleri üzerinden geçirilerek, dolgu maddesini ısıtır. Ardından ısınan dolgu maddesi yüzeyleri üzerinden soğuk akışkan geçirilerek ısınması sağlanır. Bunlara rejeneratör adı da verilir.

2.1.2 Kompaktlığa Göre Sınıflandırma

Bu sınıflandırma için ısı değıştircilerde β şeklinde yüzey alanı yoğunluğu adı verilen bir büyüklük tanımlanır. Bu tanıma göre, eğer bir ısı değıştiricinin β oranı 700' den büyük bir değeri alıyorsa bu ısı değıştirici için kompakt; 700 ya da daha küçük bir değeri alıyorsa bu değıştirici içinse kompakt olmayan ısı değıştirici denebilir.

$$\beta = \frac{\text{Isı Geçiş Yüzeyi}}{\text{Isı Değıştirici Hacmi}} \quad (2.1)$$

Çeşitli tip ısı değıştirciler için bu formül işlenerek kompaktlık ve transfer olan ısı miktarı değeri için farklı ifadelere ulaşılmıştır. GBE' lerin kompaktlık ve ısı transfer miktarı

için sırasıyla (2.2) ve (2.3), levha ve kanatlı yüzeyli değıştircilerin kompaktlık ve ısı transferi için sırasıyla (2.4) ve (2.5) ve rejeneratörlerin kompaktlık ve ısı transfer miktarı için sırası ile (2.6) ve (2.7) denklemleri tanımlanmıştır [3].

$$\beta = \frac{(A_{sıcak} + A_{soğuk})}{V_{toplam}} \quad (2.2)$$

$$Q = UV_{toplam} \Delta t_m \beta / 2 \quad (2.3)$$

$$\beta = \frac{A_{sıcak}}{V_{sıcak}} \text{ veya } \frac{A_{soğuk}}{V_{soğuk}} \quad (2.4)$$

$$Q = \beta UV_{sıcak} \Delta t_m \quad (2.5)$$

$$\beta = \frac{A_{sıcak}}{V_{toplam}} \text{ veya } \frac{A_{soğuk}}{V_{toplam}} \quad (2.6)$$

$$Q = \beta UV \Delta t_m \quad (2.7)$$

Çeşitli ısı değıştircilerine ait yüzey alanı yoğunluğu değışim aralıkları değeri Çizelge 2.2' de gösterilmiştir. Genellikle gaz akışkanlardaki ısı taşınım katsayıları, sıvı akışkanlara göre daha küçüktür. Bu nedenle, bir tarafında gaz, diğer tarafında sıvı bulunan ısı değıştircilerinde, özellikle gazın bulunduğu taraftaki yüzey alanı arttırılmalıdır. Kompaktlığın arttırılması demek olan bu etki kanat ilavesi ile sağlanabilir.

Çizelge 2.2 Çeşitli ısı değıştircileri için β kompaktlık değeri [3]

ISI DEĞİŞTİRİCİ TİPİ	d ₀ veya d _h (mm)	β (m ² /m ³)
ÇIPLAK BORULU GÖVDE-BORULU TİP	7 - 50	70 - 500
LEVHA TİPİ	15 - 30	110 - 210
KANATLI TİPLER	0,6 - 15	110 - 6000
OTOMOBİL RADYATÖRLERİ	2,5 - 6	600 - 1300
İNSAN AKCIĞERİ	0,19	17500

Bu orana bakılarak ilk yaklaşım olarak, kompakt ısı değıştircilerin kompakt olmayanlara göre, daha hafif, hacimsel anlamda daha küçük ve projelendirme safhasında daha esnek olduğu kabul edilir. Fakat bu oranın büyüklüğünden dolayı, ısı değıştirci içinde akışkanın nakledileceği kesitlerin dar olduğu düşünülebilir. Bu durumda fazladan basınç

kaybı oluşması, dolayısı ile akışkanı nakleden pompanın ya da vantilatörün daha büyük seçilmesi ihtiyacı, akışkanın korozif olmaması gerekliliği, eşanjör içini kirletmemesi şartı, mümkünse akışkanlardan birinin gaz olması gibi sonuçları ortaya çıkar.

2.1.3 Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma

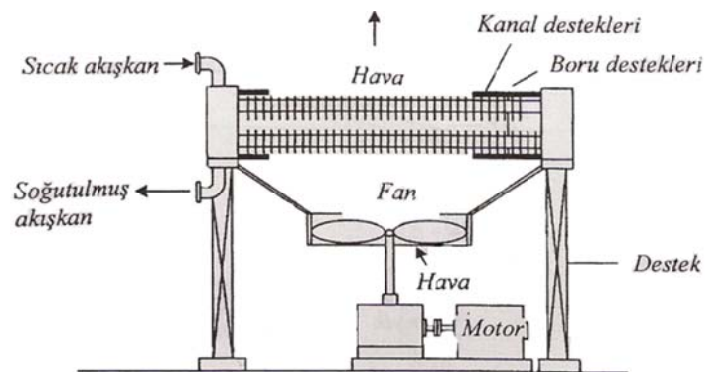
Pratikte çoğu uygulamada, ısı değıştircilerinde iki akışkan arasında ısı geçişı olur. Ancak az da olsa bazı kimyasal operasyonlarda, soğutma tekniğinde, havasızlaştırma ve saflaştırma gibi olaylarda 3 akışkanlı eşanjörler kullanılır. Bu tip sistemlere örnek olarak $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ eriyikli absorpsiyonlu tesislerde 3. nötr gaz olarak H_2 kullanılarak elde edilen ısı enerjisi ile çalışan pompasız soğutma makinesi gösterilir.

2.1.4 Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflandırma

Isı transferi esnasında faz değışimi olmayan uygulamalar tek fazlı uygulamalardır. Tek fazlı akışlarda ısı geçişı, pompa veya vantilatör ile tahrikli zorlanmış ya da yoğunluk farkı kaynaklı doğal olabilir. Oda ısıtıcıları, araç radyatörleri bu tiplerin örnekleridir.

Bu sınıfta gösterilebilecek başka bir eşanjör tipi ise ısı değıştircinin bir tarafında tek fazlı akış varken diğerk tarafında kaynamakta ya da yoğunlaşmakta olan çift fazlı akışın mevcut olduğu uygulamalardır. Termik santrallerdeki yoğunlaştırucular böyle tiptedirler. Bazı eşanjörlerde ise, her iki tarafta hal değışimi görülür. Örneğin bir taraflarında yoğunlaşma varken diğerk taraflarında buharlaşma olabilir.

Fosil yakıtlı ısıtıcılarda da taşınım ile ısı transferi ile birlikte ışı nım ile da ısı geçişı olur.



Şekil 2.1 Oto radyatörü benzeri hava soğutmalı ısı değıştirci [3]

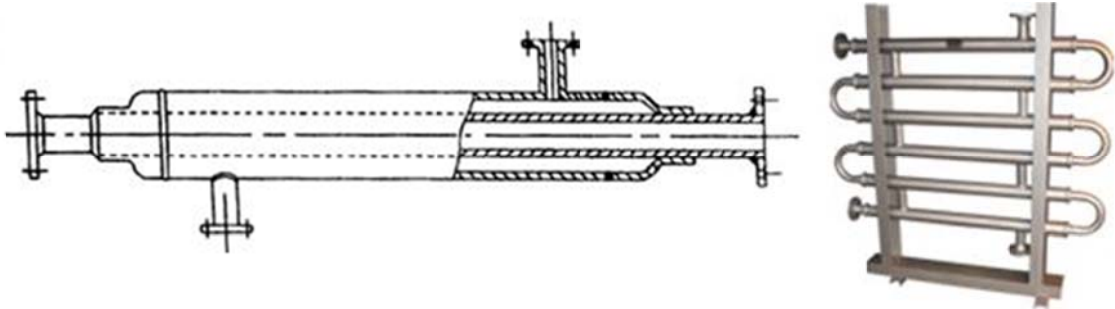
2.1.5 Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflandırma

Isı değıştircilerin kategorize edilmesinde daha ziyade konstrüksiyon özellikleri kullanılır. Borulu, levhalı, kanatlı ve rejeneratif olarak belli başlı gruplara ayrılabilen ısı değıştirci cihazların yapısal özelliklerinden burada bahsedilecektir.

2.1.5.1 Gövde Borulu Isı Değıştircileri

Borulu ısı değıştircilerinde eliptik, dikdörtgen ve genellikle de dairesel kesitli borular kullanılır. Boru çapının, boyunun ve düzenlemesinin kolayca değıştirilebilmesi nedeniyle projelendirmede büyük kolaylık sağlar. Ayrıca dairesel kesitli boruların, diğer geometrik şekillere göre yüksek basınçlara dayanabilmeleri nedeni ile bu tip ısı değıştircilerin kullanılabildiğı operasyon sahası da geniştir.

Bu eşanjörler boruların şekli, yerleşimi vs... özelliklerine göre de isim alabilirler. Pratikte çift borulu olanların yanı sıra, boru demetinden yapılmış çeşitlerine de rastlanır. Çift borulu olanlar, en basit ısı değıştirci tipidir. Sistem genellikle aynı eksenli iki borudan yapılır. Akışkanlardan biri içteki borudan akarken diğeri de dışarıdaki borudan akar. Akışkanların akış yönleri aynı ya da zıt olabilir. Isıl kapasiteyi ve ısı geçiş yüzeyini arttırabilmek için Şekil 2.3' deki gibi seri halde montajları yapılabilir. Seri bağlantıda iki ısı değıştirci birbirine, kıvrım yarıçapı en az 3d olan 180° dirseklerle bağlanmalıdır [3].



Şekil 2.2 Çift borulu değıştirci prensip şeması ve seri bağlı çift borulu cihaz [4]

Yağ soğutucusu olarak kullanılan seri bağlı bir çift borulu cihaz Şekil 2.2' de gösterilmiştir. Buradaki uygulamada içteki borudan soğuk su, iç ile dış boru arasından soğutulacak olan sıcak yağ iletilmektedir. Yağ tarafının ısı taşıyım katsayısının küçük olması sebebi ile iç borunun dış yüzeyine eksenel kanatlar konmuştur.

Düz borulu ısı değıştircilerinin temizliği kolay olduğundan kirletici akışkanlı uygulamalarda tercih edilebilirler. Akışkanlar cihaz içinde kolayca dağılırlar ve ölü bölgeler neredeyse yoktur. Boru çapları küçük seçildiğinde büyük basınçlardaki işletme şartlarına uyum gösterirler. Bu tip değıştircilerin kompaktlıkları küçüktür. Bu sebeple büyük ısı transferi alanı gerek duyulduğunda eşanjör boyutları fazlaca artar.

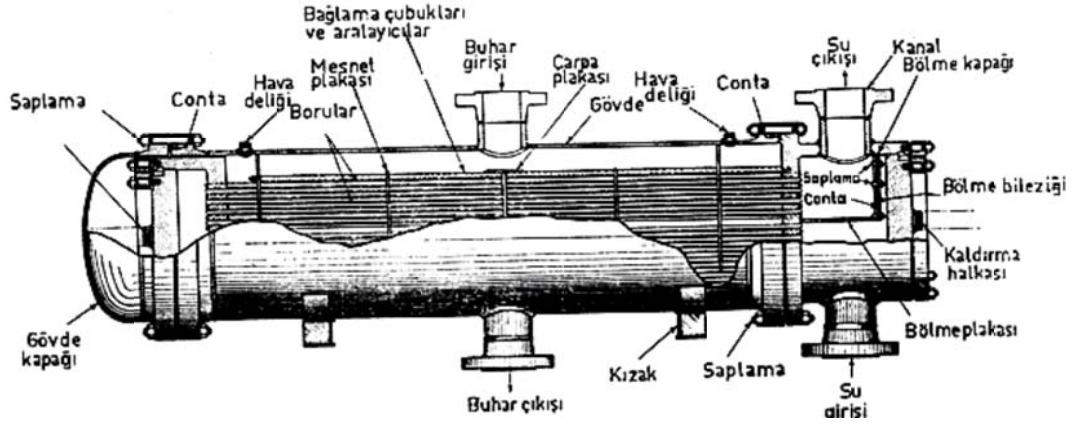
Bir veya daha fazla borudan yapılmış spiral ile bu spiralin dışındaki bir depodan oluşur. Bir örneği Şekil 2.3' de görülen basit ve ucuz yoldan üretilebilen bu ısı değıştircileri genelde havuz veya depolardaki akışkanların sıcaklık kontrolünde kullanılabilir. Bu cihazlarda genleşmelerden kaynaklanan uzama, kısalma, gerilme problemleri yoktur.

Spiral borunun dış yüzeyi ve depo kolaylıkla mekanik olarak temizlenebilir. Ancak boru iç yüzeyinin temizliği çok kolay değildir. Bu şekildeki eşanjörlerin depo tarafındaki debileri ve akışkan hızları küçük olduğundan, ısı kapasiteleri de küçüktür [3].



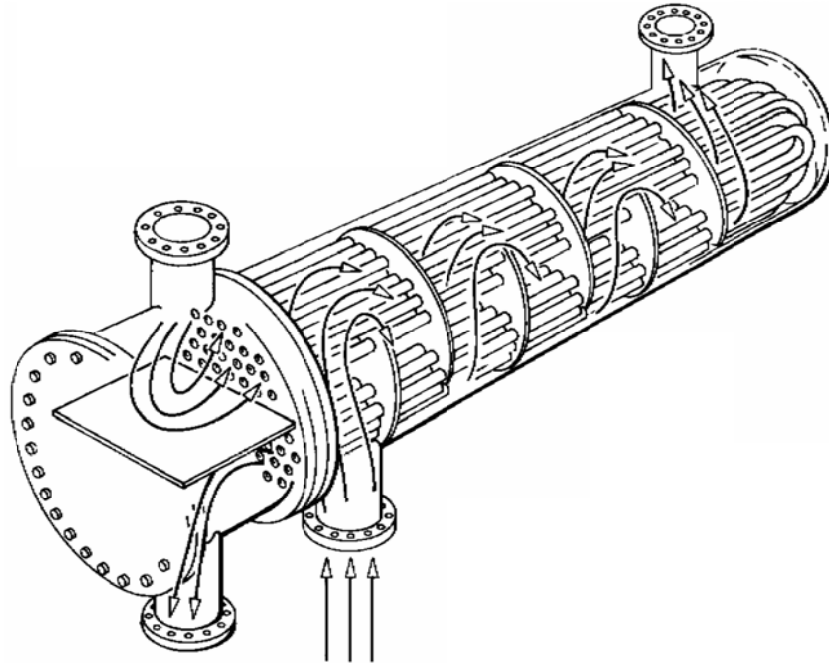
Şekil 2.3 Spiral borulu ısı değıştirci [2]

Prensip şeması Şekil 2.4' de sunulan GBE' ler, silindirik bir gövde ile gövdenin içine yerleştirilen birbirine paralel borulardan oluşur. Akışkanlardan biri boruların içinden, diğeri gövde içinden akar. Bu cihazların ana elemanları, borular veya boru demeti, gövde, iki baştaki kafalar, boruların tespit edildiği ön ve arka aynalar ile gövde içindeki akışı yönlendiren ve borulara destek olan şaşırtma levhaları veya destek çubuklarıdır. Termik santraller, rafineriler, neredeyse tüm sanayi kollarında kullanılırlar.



Şekil 2.4 Gövde borulu ısı değiştiricinin prensip şeması [4]

TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) bu tip ısı değiştiricilerin konstrüksiyonları ile ilgili standartlar geliştirmiş ve bunları yayınlamıştır. Bu tip değiştirici cihazlara ait temel özellikler Çizelge 2.3’ de sunulmuştur. Bahsedilen bu standartlar da Şekil 2.6’ de verilmiştir. Sabit boru demetli eşanjörlerde basınç ve sıcaklık farkından dolayı meydana gelebilecek uzamalara dikkat edilmelidir. Bu tip değiştiricilerin gövde ve borularında kullanılan akışkanlar için önerilen standart anma basınçları genel olarak 2.5, 6, 10, 16, 25 ve 40 bar değerleridir.



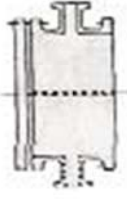
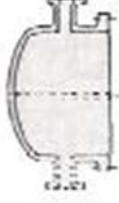
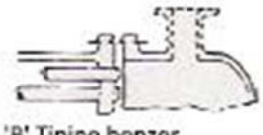
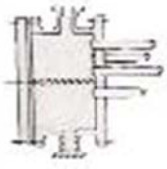
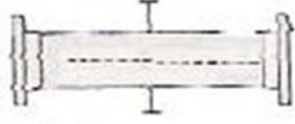
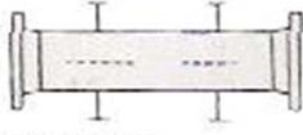
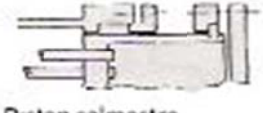
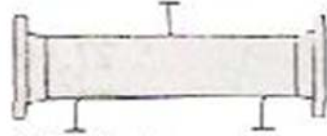
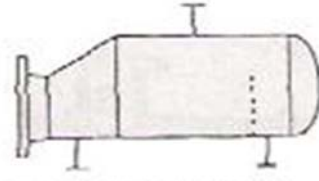
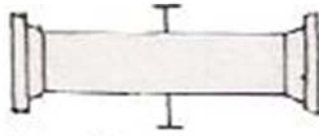
Şekil 2.5 Tipik gövde borulu ısı değiştirici [5]

E gövde tipi değiştiriciler basit ve ucuz konstrüksiyonlardır. Akışkan gövdenin bir yanından girer diğer yanından çıkar. Borular gövde içinde bir ya da birkaç şaşırtma

elemanı ile desteklenebilir. E tipi gövde genelde tek fazlı akışlar için kullanılır. Isı değiştiricinin etkinliğini daha da arttırmak için gövde içine konan boyuna şaşırtma levhası ile F tipi gövdeler ortaya çıkar. Ayrıca gövde içindeki akışı bölmek için G, H, J tipleri kullanılabilir. Örneğin G ve E tipinin gövde tarafındaki basınç kayıpları aynıdır ama E tipine göre daha büyük bir logaritmik sıcaklık farkı sağladığından G tipinin etkinliği daha iyidir. Başka bir mukayese olarak, J tipi gövdenin E tipine göre yarattığı basınç kaybı 8 defa daha küçüktür. Dolayısı ile bu tip gövdeler, basınç kayıplarının en aza indirilmesi gerektiği yerlerde kullanılır.

K tipi gövdeler daha ziyade buharlaştırıcı olarak kullanılır. Boru demeti gövdenin alt kısmındadır ve buharlaştırılmak istenen sıvı, boruları tamamen kaplar ve buhar, boruların bulunmadığı üst kısımda toplanır. Savak denen düşey bir levha ise, gereğinden fazla akışkanın dışarı atılmasını sağlar.

X tipi gövdeler çapraz akımlı düzenlemeleri sağlar. Gövde içinde şaşırtma elemanı yoktur. Boruların titreşim yoluyla zedelenmemeleri için borular arasına destekler konabilir. Bu tip gövde, gövde tarafında küçük basınç kaybının istendiği yerlerde kullanılır ve özellikle gazların soğutulmasında tercih edilir [3].

ÖN TARAF		GÖVDE TİPLERİ		ARKA TARAF	
A	 Kanal ve sökülebilir kapak	E	 Bir gövde geçişi	L	 'A' Tipine benzer sabit boru aynası
B	 Başlık integral kapak	F	 Boyuna şaşırtmalı iki gövde geçiş	M	 'B' Tipine benzer sabit boru aynası
C	 Sökülebilir boru demeti Boru aynalı integral kanal	G	 Ayrık akış	N	 'C' Tipine benzer sabit boru aynası
N	 Sabit boru demeti Boru aynalı integral kanal	H	 Çift ayrık akış	P	 Dıştan salmastra kutulu kayar kafa
D	 Yüksek basınçlı özel kapak	J	 Bölünmüş akış	S	 Dıştan sızdırmazlık halkalı kayar kafa
		K	 Semaver tipi buharlaştırıcı	T	 Çekmeli kayar kafa
		X	 Çapraz akış	U	 U-Boru Demeti
				W	 Halkalı paket kayar boru aynası

Şekil 2.6 TEMA tarafından hazırlanan standart gövde ve kafa tipleri [6]

Gerek gövdenin gerekse de boruların çap ve sayılarının tespitinde, boru içi akış hızları önemlidir. Akış hızı yükseldiğinde ısı geçiş katsayısı artar ancak diğer yandan pompa ya

da vantilatör kapasitesini de arttırır. Yüksek hız aynı zamanda eşanjör içi kirlenmeyi de önler. Ancak titreşim, kavitasyon gibi sorunlar yaratabilir. Pratikte gövde-borulu ısı değıştircilerde önerilen hızlar ve basınç düşümleri Çizelge 2.3’ de verilmiştir.

Çizelge 2.3 Gövde Borulu değıştircilerde önerilen hızlar ve basınç düşümleri [3]

BORU İÇİNDE SIVI AKIŞKANLARIN HIZLARI	:	1,5-2,5 m/s
	:	Bakır Borularda Maks. 2 m/s
	:	Çelik Borularda Maks. 3-4 m/s
	:	Paslanmaz Çelik Borularda Maks. 4-5
GÖVDE İÇİNDE SIVI AKIŞKAN HIZLARI	:	0,3-1 m/s
BORU VEYA GÖVDEDE GAZ HIZLARI	:	Vakum: 50-70 m/s
	:	Atmosferik Basınç: 10-30 m/s
	:	Yüksek Basınç: 5-10 m/s
BORU VEYA GÖVDEDE SIVI BASINÇ DÜŞÜMÜ	:	Viskozitesi Az: 35 kPa
	:	Viskozitesi Çok: 50-70 kPa
BORU VEYA GÖVDEDE GAZ HALİNDE BASINÇ DÜŞÜMÜ	:	Yüksek Vakum: 0,4-0,8kPa
	:	Orta Vakum : 0,1(Mutlak Basınç)
	:	1 ila 2 Bar: 0,5(Sistemin Ef. Basıncı)
	:	10 Bar Üstü: 0,1(Sistemin Ef. Basıncı)

GBE’ lerde genelde kullanılan boru çapları 10 ila 57 mm arasında değışir ancak, daha kompakt ve ucuz değıştirici projelendirmesi sağladığından, 16 ila 25 mm arasında çaplar tercih edilir. Buna karşılık, özellikle kirli akışkanlar kullanılacaksa, temizleme kolaylığı için büyük çaplı borular kullanılır. Boru et kalınlığı, boru içi akışkan basıncı ve korozyon payı düşünülerek seçilir. Isı değıştircilerinde kullanılan çelik ve diğer malzemelerden üretilmiş boruların çap ve kalınlıkları uygun standartlardan alınabilir.

GBE’ lerde kullanılan boru boyları piyasadaki boru boylarının kesirleri olacak şekilde seçilmesi, imalatı fireyi azaltır. Isı değıştircisi boyutu tespit edilirken cihazın yerleştireceğı yer göz önüne alınmalıdır. Belirli bir ısı kapasite için uzun boruların seçilmesi gövde çapını küçültür ve özellikle yüksek basınçlarda daha ucuz ısı değıştirici imalatına imkân verir. Gövde çapının 5 ila 10 katı olarak boru boylarının seçimi pratik açıdan uygun sonuçlar vermektedir [3].

Bir GBE içindeki boru demeti Şekil 2.7’ de görüldüğü gibi eşkenar üçgen, kare veya döndürülmüş üçgen ve kare şekillerinde yapılabilir. Üçgen ve döndürülmüş kare düzenlemeleri, kare düzenlemeye göre daha büyük ısı geçiş katsayıları verir fakat basınç kayıpları daha fazladır. Kare ve döndürülmüş düzenlemeler özellikle kirletici akışkanlar için uygundur. Çünkü bu tip düzenlenmiş boru demeti, ısı değiştirici dışına çıkarıldığında kolayca temizlenebilir. Her tip düzenlemede boru eksenler arası uzaklığın boru dış çapının 1,25 katı seçilmesi önerilir. Temizlik kolaylığı istenen durumlarda karesel düzenlemede borular arasında en az 6 – 7 mm boşluk olması istenebilir.

Boruların oluşturduğu demetin çapı, boruların sayısı ile boru geçiş sayılarına ve aradaki boşluğa da bağlıdır.

$$D_{demet} = d_0 (n_b / C)^{1/n} \quad (2.8)$$

$$n_b = C (D_{demet} / d_0)^n \quad (2.9)$$

D_{demet} : Boru demeti çapı

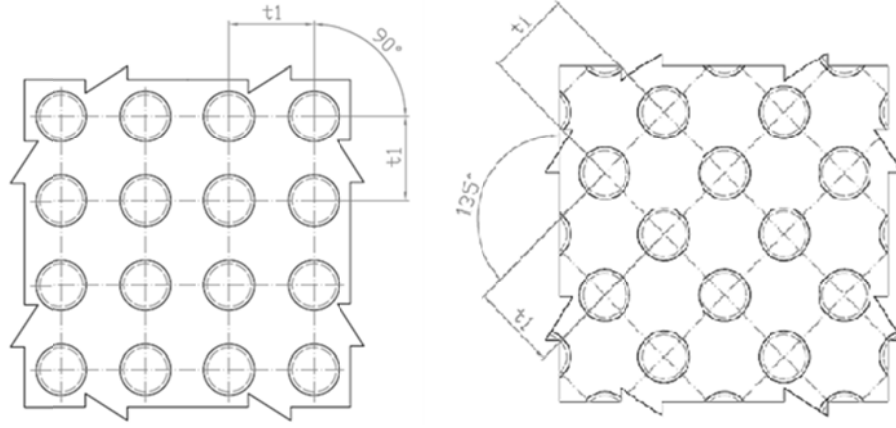
d_0 : Boru dış çapı

n_b : Boru sayısı

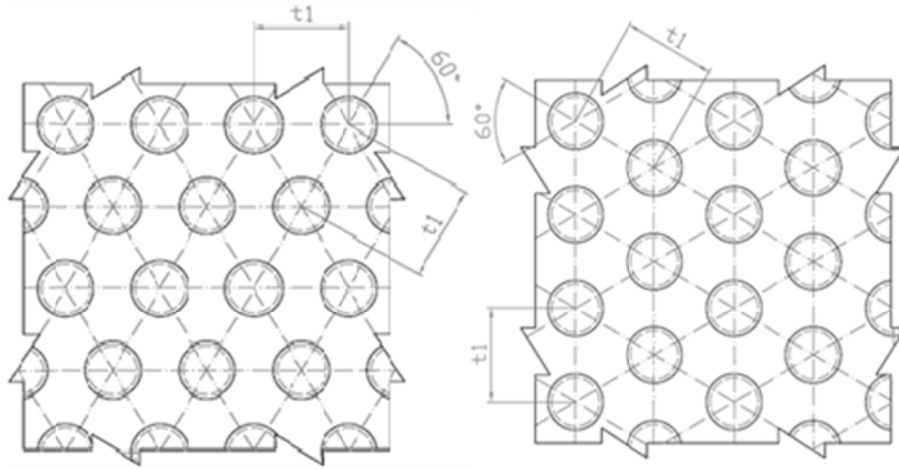
C ve n katsayıları, boru düzenleme şekillerine bağlı olarak Çizelge 2.4’ de verilmiştir.

Çizelge 2.4 C ve n katsayıları [3]

BORULARIN ÜÇGEN DÜZENLENİŞİ $t_1=1,25d_0$					
GEÇİŞ SAYISI	1	2	4	6	8
C	0,319	0,249	0,175	0,0743	0,0365
n	2,142	2,207	2,285	2,499	2,675
BORULARIN KARE DÜZENLENİŞİ $t_1=1,25d_0$					
GEÇİŞ SAYISI	1	2	4	6	8
C	0,215	0,156	0,158	0,0402	0,0331
n	2,207	2,291	2,263	2,617	2,643



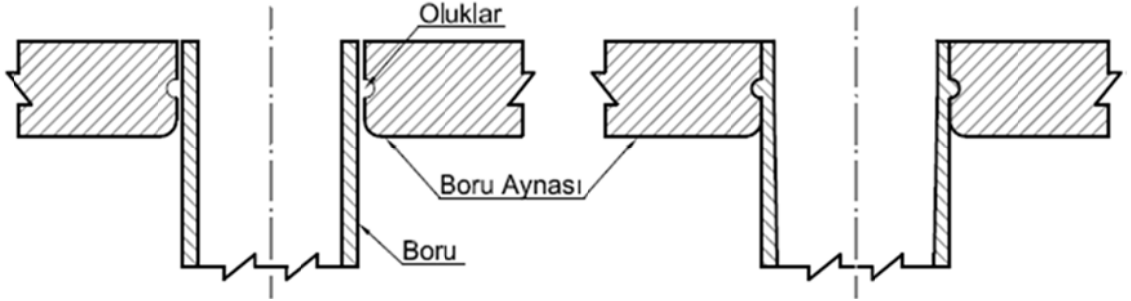
Şekil 2.7 Kare ve döndürülmüş kare düzenleri



Şekil 2.8 Üçgen ve döndürülmüş üçgen düzenleri

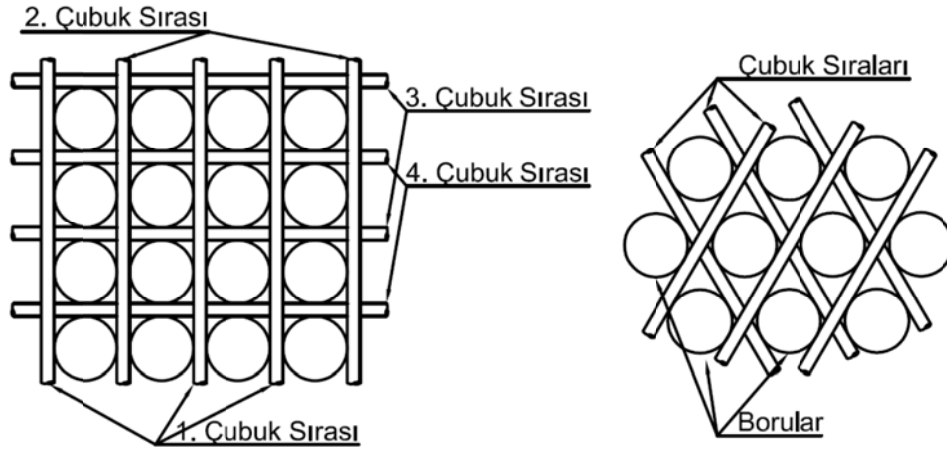
U tipi boru demeti kullanıldığında, boru sayısı (2.9) eşitliği ile hesaplanandan biraz daha az olur. Kıvrım yapılan U borularındaki, kıvrım çapının sınırlanması nedeni ile tam ortada bir aralık yapmak zorunluluğu doğar. Kıvrım çapının küçültülmesi, boru cidarında incelme mecburiyeti getireceğinden, pratik olarak kıvrım yarıçapının, boru dış çapının 2,5 katı kadar almak doğru olacaktır. U tipi boru demetlerindeki boru sayısı, (2.9) eşitliğinden elde edilen sayıdan, gövde ortasındaki bir sıra boru sayısının çıkarılması ile elde edilebilir. Gövde ortasındaki sıradaki boru sayısı D_{demet}/t_1 oranından bulunabilir [3]. Boru demeti çapı bulunduktan sonra, gövde ile bu boru demeti arası bırakılması gereken boşluk göz önüne alınarak gövde çapı belirlenebilir. Boru demeti ile gövde arasındaki bu boşluk, ısı değiştirici konstrüksiyonunda kullanılan kafa tiplerine ve imalattaki tolerans sınırlarına bağlıdır.

Boruların ön ve arka aynalara tespiti kaynaklı birleştirme ya da makineto işlemi ile yapılır. Bir tür soğuk şekillendirme işlemi olan makineto çekme sırasında yumuşak çelikten borunun iç kısmı ezilir ve çapı genişler, dolayısıyla da kendisini saran parçaya sıkı bir biçimde oturur. Borunun dışındaki parçanın iç bölümünde oluklar bulunabilir; çapı genişleyen boru malzemesi bu oluklara dolarak daha büyük bir güvenlik ve daha iyi bir sızdırmazlık sağlar. Makineto edilen kısım ile edilmeyen kısım arasında keskin bir geçiş olmamalıdır. Boru uçlarının sıkıştırma sonucu aynadan taşan kısmının 5 mm' yi aşmaması tavsiye edilir. Sızdırmazlığın çok hassas olduğu durumlarda borular aynaya kaynaklanabilir. Ancak kaynağın dezavantajı kaynak nedeni ile borular arasındaki mesafenin arttırılması gerektiğinden eşanjör çapının da buna bağlı olarak büyümesidir.



Şekil 2.9 Makineto işlemi

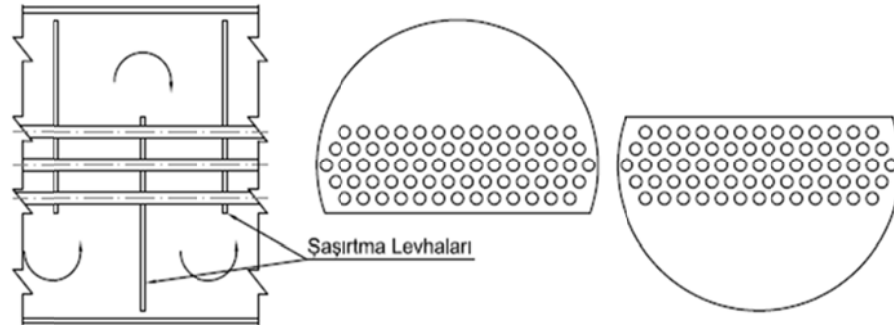
Gövde içindeki akışkan hareketini yönlendirmek, akışı türbülanslı yapıp ölü bölgeleri azaltmak ve borulara destek sağlamak amacıyla gövde içinde levha veya çubuk şeklinde şaşırtma elemanları kullanılır. Bu elemanların seçiminde, ısı geçişinde iyileştirme, basınç kayıplarının artışı, akış anındaki titreşim ve gürültü göz önünde tutulmalıdır. Şaşırtma elemanları akış kesitini %15 ila 45 arasında keser. Pratik açıdan %20 ila 25 değerleri, iyi bir ısı geçiş katsayısı, minimum basınç kaybı sağlar denebilir. Bu elemanlar ile gövde arası boşluk belirli bir değeri aşarsa, kısa devre ihtimali doğar. Elemanlar arası mesafe, gövde çapının 0,2 ila 1,0 katı arasında değişebilir fakat bu mesafenin 0,3 ila 0,5 arası seçilmesi ısı transferi ve basınç kayıpları açısından avantaj yaratacaktır [6].



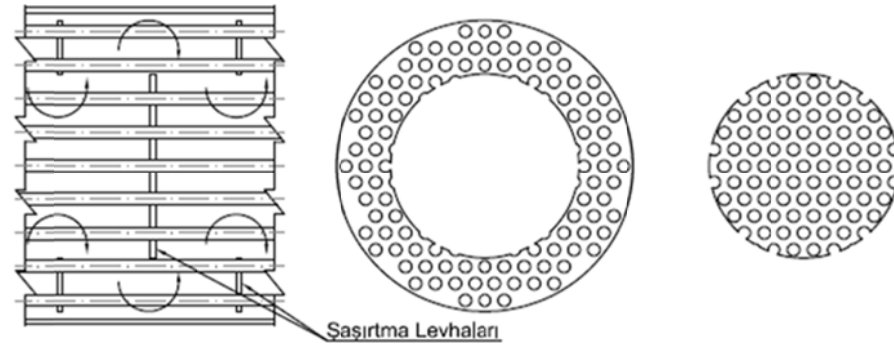
Şekil 2.10 Kare ve üçgen çubuk düzenleri



Şekil 2.11 Boruların destek levhalarını doldurduğu tip



Şekil 2.12 Boruların destek levhalarını kısmen doldurduğu tip



Şekil 2.13 Boruların destek levhalarını tamamen doldurduğu disk ve simit tip

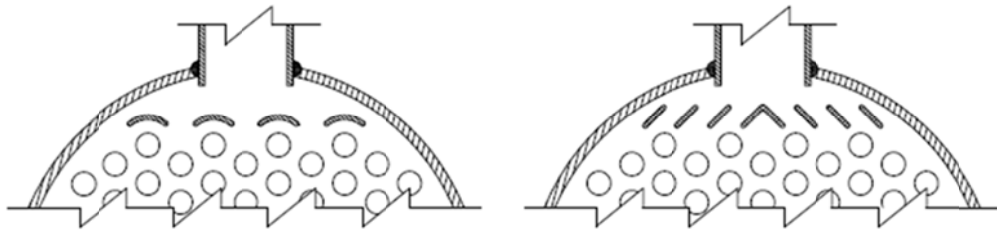


Şekil 2.14 Boruların destek levhalarını tamamen doldurduğu tip

Akışkanın gövdeye giriş ve çıkış ağzları, kurulum kolaylığı olması bakımından standart boru çapında olmalıdır. Gövde akışkanının giriş ve çıkışında basınç kaybına dikkat edilmeli, ses titreşimler kontrol altında tutulmalıdır. Gerekliyse, boru demetinden bazı sıralar çıkartılmalı, akışkanın borulara doğrudan çarpması engellenmelidir. Veya bunu önlemek amacıyla giriş ağzlarına çarpma levhaları konabilir.



Şekil 2.15 Geçiş sayısını belirleyen boyuna levhalar



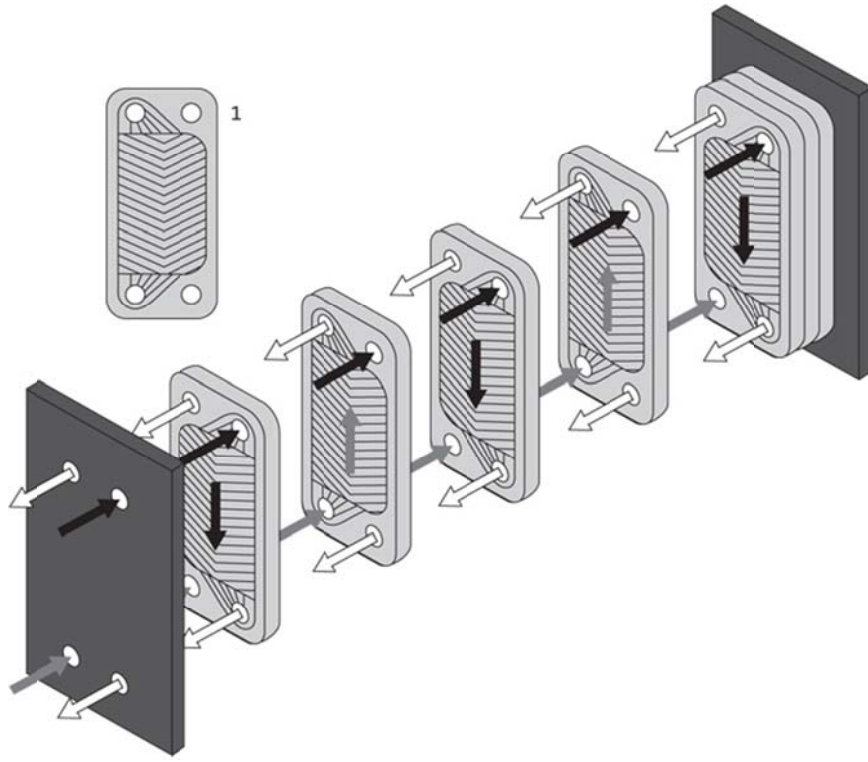
Şekil 2.16 Giriş ağzında çarpma plakaları

2.1.5.2 Levhalı Isı Değiştiricileri

Bu tip cihazlarda ısı geçişinin olduğu yüzeyler genelde ince metal levhalardan yapılır. Bu yüzeyler düz veya dalgali olabilir. Borulu tiplilere göre yüksek sıcaklık ve basınçlara çıkamazlar. Contalı levhalı, spiral levhalı ve lamelli olarak üç grupta incelenebilirler.



Şekil 2.17 Levhalı ısı değıştirci



Şekil 2.18 Açık halde contalı levhalı ısı değıştirci cihaz

Şekil 2.18’ da açık halde gösterilen contalı levhalı ısı değıştirciler, ince metal levhalardan bir paket yapılarak elde edilir. Akışkan geçişı için dört köşesinde delik bulunan bu levhalar paket haline getirilirken uygun contalar kullanılır. Genelde levhalar üzerine dalgalı form verilen bu levhalar dikey olarak yerleştirilerek sıkıştırma çubukları ile sıkıştırılır. Dalgalı form levhaların rijidliğini arttırmasının yanında akımda türbülans yaratır. Pakete levha eklenip çıkartılarak eşanjörün ısıl kapasitesi değıştirilebilir.

Bu tip değıştircilerin diğeri tiplere üstünlükleri şunlardır:

- Kolaylıkla sökülüp temizlenebilirler.
- Cihazda sıcak ve soğuk bölgeler oluşmaz. Genelde sıcaklık dağılımı homojendir.
- İki akışkanın birbirine karışma riski azdır. Kaçak olsa bile sızan kısım dışarı sızar.
- Levhadaki çıkıntılar türbülans yarattığından, akışkanların birikinti yapması zordur.

Bu üstünlüklere karşın zayıf yanları da şöyle sıralanabilir:

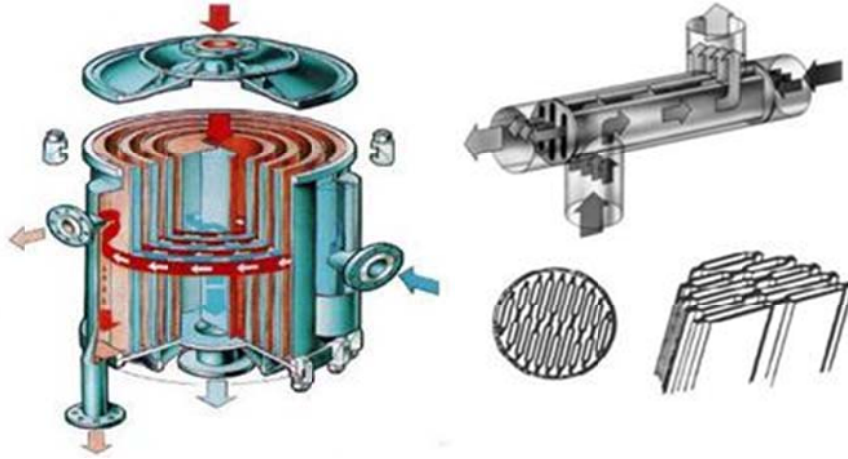
- Levhaların düzlemselliğinden ve conta malzemelerinden dolayı yüksek basınçlara çıkılamaz. En fazla 20 bar basınca kadar kullanılabilir. 150 °C' den daha büyük sıcaklıklarda önerilen conta malzemesi değiştiğinden maliyet artar.
- Contalar periyodik olarak değiştirilmelidir.
- Isıtma yüzeyi en fazla 1400 m² değerinde olabilir.

Bu tip değiştiriciler çoğunlukla gemi makinelerinde, besin, makyaj, kimya, selüloz endüstrilerinde ve evsel sıcak su ihtiyacı için kombilerde kullanılmaktadır.

Bu değiştiricilerde levha kalınlığı 0,5-1,2 mm olup, levhalar arası boşluk 3-6 mm kalınlığındaki conta ile sağlanır. Levha malzemesi olarak karbonlu çelik, alüminyum, bakır ve alaşımları, paslanmaz çelik, nikel, titanyum ve molibden alaşımları kullanılabilir. Levha alanı 0,03 ila 1,3 m² olabilir. Contalar genelde sentetik lastik ve plastiktir. Pratikte kompaktlıkları 120 ila 225 m⁻¹ arasında değişen cihazlar yapılır [3].

Genel görünüşleri Şekil 2.20' de sunulmuş olan spiral levhalı ısı değiştirici cihazlar 150 ila 1800 mm genişliğindeki iki ince metal levhanın spiral şeklinde sarılması ile elde edilir. İki levha arasına konan saplamalar ile düzgün bir aralık sağlanabilir. Levhaların iki tarafı contalı kapaklar ile kapanır. Akışkanlar birbirlerine göre ters ya da paralel akabilir. Temizlikleri kolay olduğundan tortu yapabilen viskoz akışkanlar için gayet uygundur. Basınç kayıpları gövde borulu ve levhalı ısı değiştiricilere göre daha azdır. Zayıf tarafları ise, en fazla 10 bar basınca ve 500 °C sıcaklığa kadar çıkabilmesi, tamiratlarının zor olması olarak sayılabilir. Bu ısı değiştiricilerinin konstrüksiyonlarında yapılacak küçük oynamalarla çeşitli akış çeşitleri yaratılabilir. Levhalar arası uzaklık 5 ila 25 mm arası tasarlanan bu tip cihazlarda 200 m² ısıtma yüzeylerine kadar çıkılabilmektedir. Levhalar oluklu imal edilirse, ısı transfer yeteneği arttırılabilir.

Lamelli değiştiriciler ise yassılaştırılmış borulardan imal edilirler. Akışkanlardan biri yassılaştırılmış lamelli borular içinden akarken, diğer akışkan bu lamellerin arasından akar. Gövde içinde genellikle şaşırtıcılar yoktur ve akış tek geçişli olup ters ya da paralel olabilir. Teflon conta kullanıldığında maksimum 200 °C, asbest conta kullanıldığında maksimum 500 °C sıcaklık değerlerine ulaşılabilir. En fazla 30 bar basınç ortamında çalışabilen bu değiştiriciler kâğıt, besin ve kimya sanayisinde kullanılır [3].

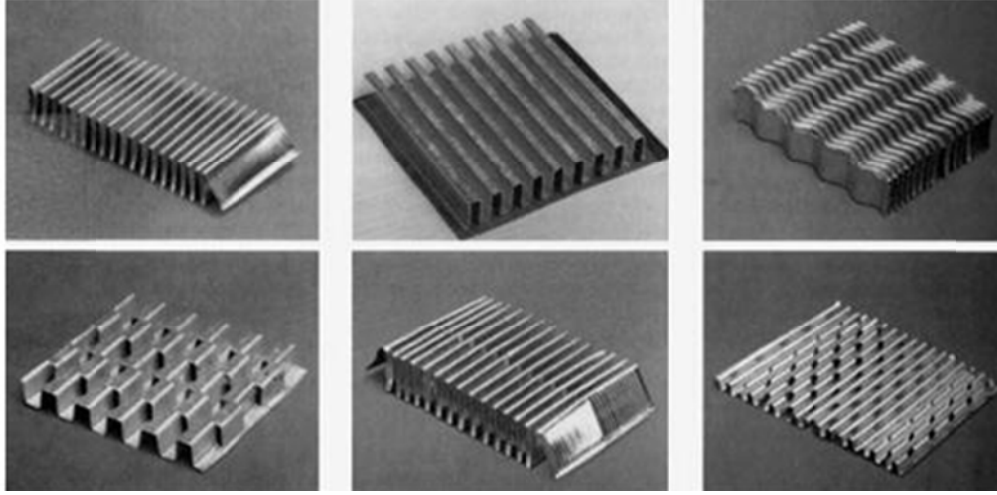


şekil 2.19 Spiral levhalı (solda), lamelli (sağda) ısı değiştirici [7]

2.1.5.3 Kanatlı Isı Değiştiricileri

Bu kısma dek anlatılan eşanjörler kompaktlık değerleri 300 m^{-1} den ve etkinlikleri 0,6' dan küçük olan cihazlardır. Böyle değiştiricilerin kompaktlığı ve etkinliği artırılmak istenirse, asıl ısıtma yüzeylerine kanat adı verilen çıkıntılar eklenerek ısıtma yüzeyleri büyütülebilir. Prensipte ısı taşınım katsayısının küçük olduğu akışkan tarafına konurlar. Bu durumda, küçük hacimde daha fazla ısı geçiş alanı ve dolayısıyla daha fazla ısı geçişi sağlanabilmesine karşın, yüzeylere bağlanan bu takıntılar fazladan basınç kaybı yaratır.

Levhalı kanatlı eşanjörlerde kanatlar, paralel yüzeyler arasına mekanik olarak preslenerek, lehimlenerek veya kaynaklanarak tespit edilir. İki tarafında gaz akışkan olan değiştiricilerde ısı geçiş yüzeyinin her iki tarafına, akışkanlarından biri gaz diğeri sıvı olan cihazlardaysa genelde sadece gaz tarafına kanat konur. Ayrıca levhalar, ısı değiştiricinin rijidliğini arttıracadıından daha st basınçlarda çalışmasını sağlayabilir.



Şekil 2.20 Çeşitli levha kanat tipleri [7]

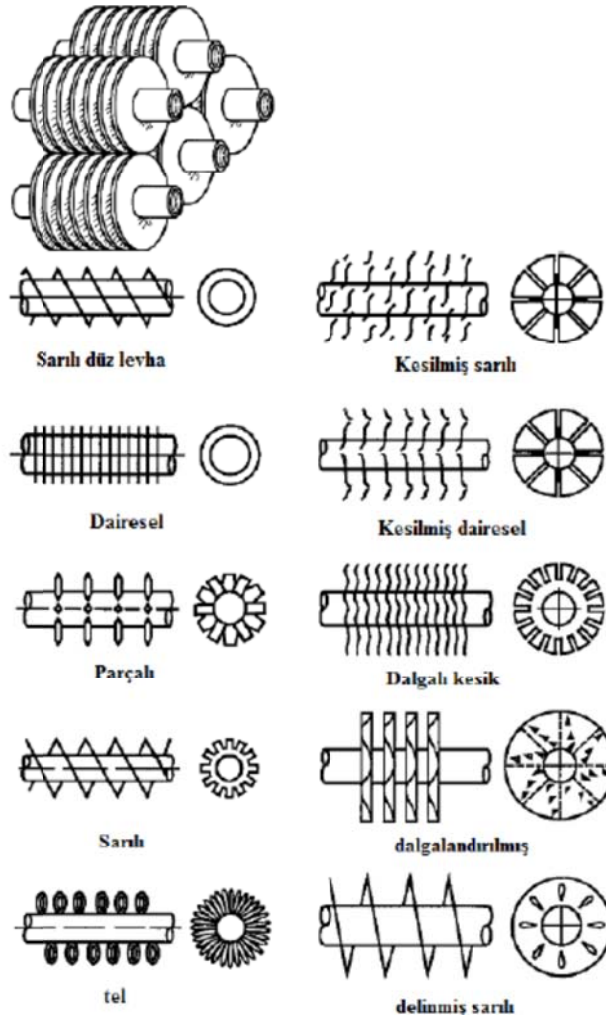
Özel uygulamalarda 80 bar basınçlara çıkılabilse de ortalama 7 bar basınç değerlerinde ve en fazla 800 °C çalışma sıcaklığında hizmet verebilirler. Kullanılabilecek en fazla çalışma sıcaklığı değeri, kanatların montaj şekline bağlıdır. Bu tip kanatları olan ısı değiştiricilerin kompaktlıkları 5900 m^{-1} değerlerine kadar çıkabilmektedir. Otomobil, kamyon motorlarının soğutma sistemleri, soğutma ve iklimlendirme sistemleri, elektronik devrelerin soğutma devreleri bu tip değiştiricilerin kullanım alanlarıdır.

Bir tarafında gaz, diğer tarafında sıvı akan eşanjörlerde, sıvı tarafındaki ısı taşınım katsayısı daha yüksektir, bu nedenle sıvı tarafı kanat gerektirmez. Diğer taraftan mukavemet bakımından uygun geometri silindir olduğundan, ısı değiştiricilerde yüksek basınçlı akışkan, genellikle de sıvı tarafındaki basınç, gaz tarafındaki basınçtan daha yüksektir; bu nedenle sıvı akışkan boru içinden akıtılır. Bu yüzden pratikte dairesel ya da oval kesitli borunun dışındaki kanatlı yüzeylere daha çok rastlanır. Boru içindeki akışkanın ısı taşınım katsayısının küçük olduğu durumlarda, borunun iç yüzeylerine de ve hatta hem iç yüzeye hem de dış yüzeye kanatlar ilave edilebilir.

Kanatlar boruyla birlikte üretilebildiği gibi, sonradan boru cidarlarına döküm, kaynak, lehim veya sıkı geçme ile bağlanabilirler. Isı değiştiricinin en üst çalışma sıcaklığı bu bağlantı şekline bağlıdır. Kanatlar ile kompaktlık değeri de 3300 m^{-1} değerlerine kadar çıkabilir. Bu tip cihazlar santrallerde, pervaneli soğutma gruplarında kullanılmaktadır.



Şekil 2.21 Boru iç tarafı kanat tipleri [7]



Şekil 2.22 Boru dış tarafı kanat tipleri [7]

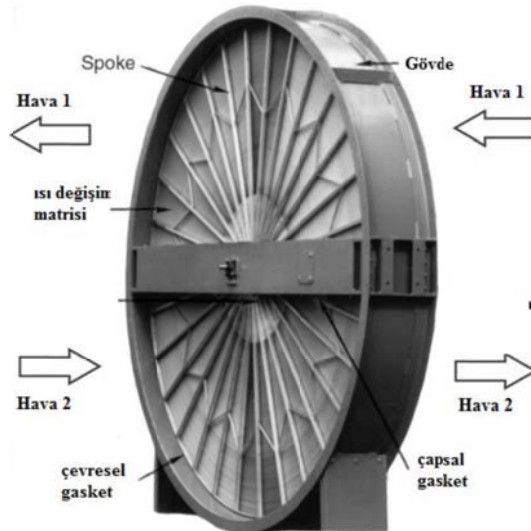
2.1.5.4 Rejeneratif Isı Değiştircileri

Rejeneratif ısı değiştircilerde ısı önce akışkan tarafından bir ortamda depo edilir, daha soğuk akışkana verilir. Isı geçişi dolaylıdır. Rejeneratör içinde ısının depolandığı gözenekli elemanlara ise dolgu maddesi veya matris denir.

Başlıca üstünlükleri ve zayıf yanları şöyle sayılabilir:

- Kompaktlıkları çok büyük değerlere çıkabilir.
- Diğer değiştircilere göre ilk yatırım maliyetleri daha azdır.
- Sistem kendi kendini temizleyebilir.
- Sadece gaz akışkanlarda kullanılabilir.
- Sıcak ve soğuk akışkanlar arası her daim bir miktar kaçak olacaktır.
- Akışkanlar birbirini etkiliyor veya tepkime veriyorsa bu değiştirciler kullanılamaz.

Sabit dolgu maddeli rejeneratörlerde dolgu maddesi olarak kullanılan malzemeler yaklaşık 1400 °C gibi yüksek sıcaklıklara dayanıklı olup kalınlıkları 200 mm değerlerindedir. Bunların ısınma ve soğuma periyotları 1 ila 2 saat kadardır. Bir tesisin kesintisiz çalışmasını sağlayabilmek amacı ile birbirini yedekleyebilen 3 veya daha fazla rejeneratör aynı tesiste kurulmalıdır [3].



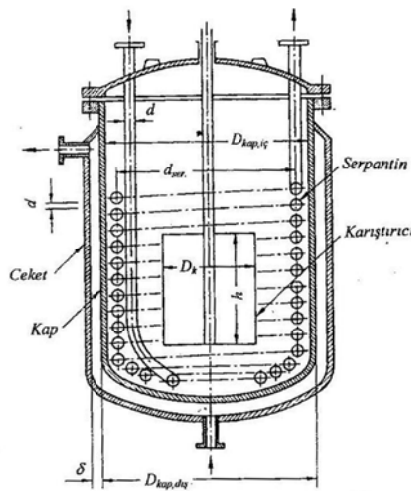
şekil 2.23 Isı tekerleği, rejeneratif ısı değiştirci [7]

Değişken dolgu maddeli rejeneratörlerde, dolgu maddesi disk ya da silindir tipli olabilir ve bir mil tarafından döndürülürler. Bu tip rejeneratörler cam fabrikalarında yakma havasının sıcak duman gazları ile ısıtılmasında, gaz ve buhar türbinlerinde, iklimlendirme tesislerinde enerji ekonomizasyonu için kullanılır. Her ne kadar gazların birbirine karışmasına mani olmak için bazı tedbirler alınabilse de dolgu maddelerinin boşluklarında gaz kalması nedeniyle akışkanların birbirine karışması tamamen engellenemez. Değişken dolgu maddeli rejeneratörlerde bu sıkıntı daha fazladır. Bu dezavantajına karşın sürekli çalışabilme yetenekleri ile sabit dolgu maddeli tiplerine göre üstün olabilirler. Korozyif ortamlarda çalışacak değişken rejeneratif ısı değiştiricilerinin dolgu maddeleri seramik malzemeden seçilebilir.

2.1.5.5 Karıştırılmalı Kaplarda Isı Değiştiricileri

Karıştırılmalı kaplar özellikle aralıklı çalışan ısıtma ve soğutma sistemlerinde çok kullanılırlar. Bu cihazlar genellikle sıvıların ısıtılması veya soğutulması, eriyik veya karışımların sıcaklıklarının dengelenmesi ve sıvı karışımlarında kütle geçişini arttırmak ve tepkimeleri hızlandırmak işlerinde kullanılmaktadır.

Karıştırıcı kaplar içindeki akışkanlar ya dış yüzeyinden ceket tipi ya da kap içine yerleştirilen serpantinler yardımı ile ısıtılır veya soğutulabilir. Ceket ve serpantin tipi ısıtıcısı veya soğutucusu olan karıştırıcı bir kap Şekil 2.24' de verilmiştir. Yüksek ısıtma veya soğutma gücü talep edilen hallerde hem ceket hem de serpantinle ısı değiştiren kaplar düşünülebilir. Bu kaplar içindeki karıştırıcılarla ısı geçişi de hızlandırılabilir [3].



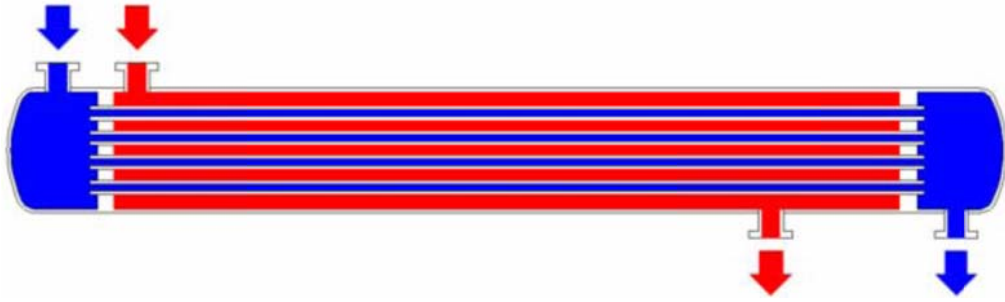
Şekil 2.24 Ceketli, serpantinli ve düz kanatlı karıştırılmalı kap [3]

2.1.6 Akış Düzenlemelerine Göre Sınıflandırma

2.1.6.1 Tek Geçişli Isı Değiştiricileri

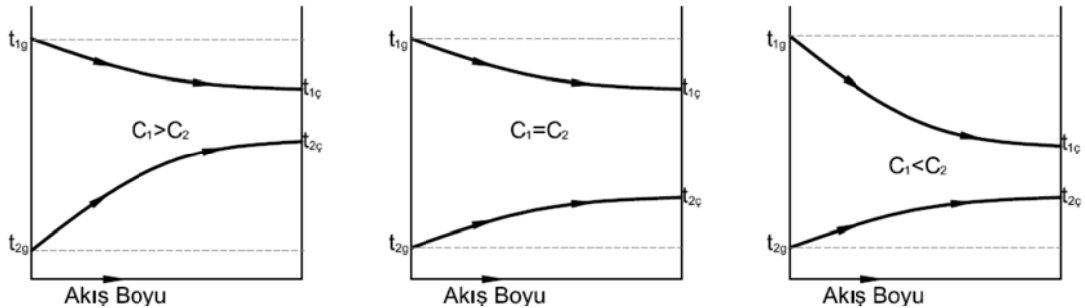
İki akışkanın ısı değiştirici içinde birbiriyle sadece bir kez karşılaştığı tiplerdir.

Paralel düzenlenmiş ısı değiştirici içinde iki akışkan, değiştiricinin aynı ucundan girip, birbirlerine paralel olarak akar ve değiştiricinin diğer ucundan çıkar. Şekil 2.25' de şematik olarak gösterilen bu tipte küçük çaplı bir boru ile bunun dışında aynı eksenli ikinci bir boru vardır. Birinci akışkan küçük çaplı boru içinden akarken, ikinci akışkan iki boru arasındaki dairesel halkadan akar. Pratikte içte küçük çaplı çok sayıda boru, dışta ise bu boruları içine alabilen gövde adı verilen büyük çaplı bir silindir kullanılabilir.



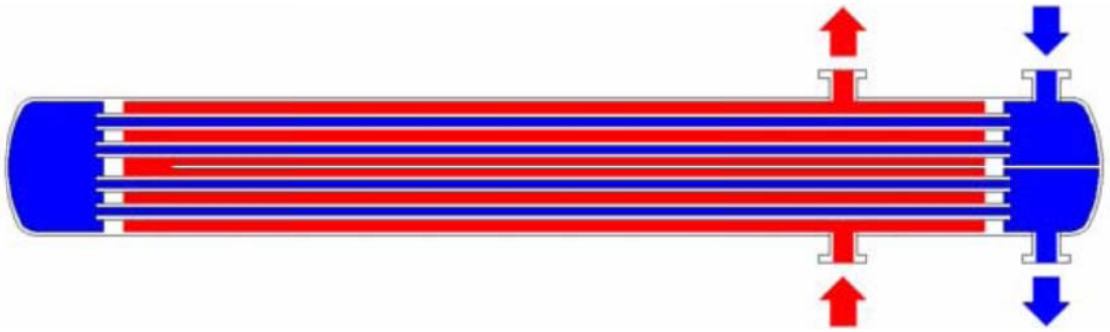
Şekil 2.25 Paralel akışlı gövde borulu ısı değiştirici

Bu düzenlemelerde değiştirici cihaz boyunca akışkan sıcaklığının değişimi tek boyutludur. Akışkanların ısıl kapasitelerinin birbirlerine göre büyük, küçük veya eşit olmasına göre, değiştirici boyunca akışkanlarda farklı sıcaklık dağılımları elde edilir. Bunlara ait örnekler Şekil 2.26' de görülmektedir. Eşanjörün ısı geçişi cidarında sıcaklık değişimi fazla olmadığından ısıl gerilmelerin istenmediği yerlerde tercih edilir[1],[3].

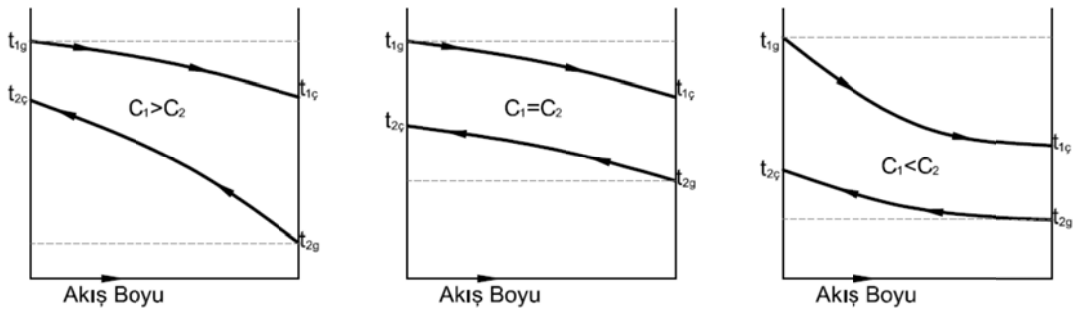


Şekil 2.26 Paralel akışlı gövde borulu ısı değiştirici için sıcaklık dağılımları

Ters akımlı ısı değıştircilerinde akışkanlar eşanjör içinde birbirlerine göre aksnel olarak paralel fakat ters yönde akarlar. Akışkanların ısıl kapasitelerine ve faz durumlarına göre ısı değıştirci boyunca sıcaklıklardaki değışimler Şekil 2.28’ da sunulmaya çalışılmıştır. Ters akımlı ısı değıştirci düzenlemesinde değıştircideki ortalama logaritmik sıcaklık farkı ve etkinlik, diğır bütün akış düzenlemelerine göre daha büyüktür. Bu üstünlüğünden dolayı bu tip eşanjörler sıkça tercih edilirler. Ama ısı geçişı olan malzeme sıcaklığının değıştirci boyunca fazla değışmesi ve bunun sonucu olarak ısıl gerilmelerin artması imalatı da güçleştirmektedir.



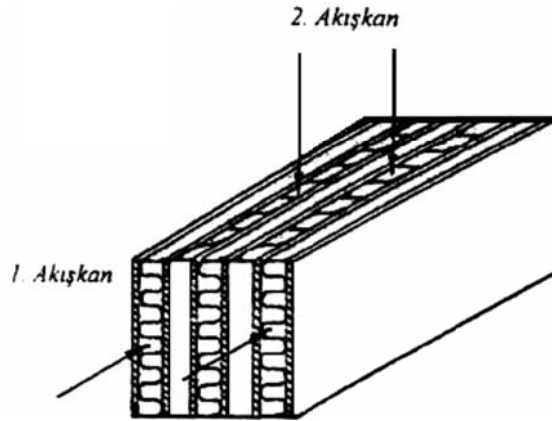
Şekil 2.27 Ters akışlı gövde borulu ısı değıştirci



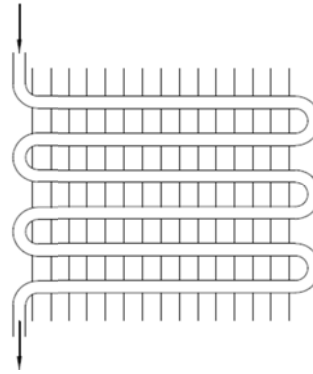
Şekil 2.28 Ters akışlı gövde borulu ısı değıştirci için sıcaklık dağılımları

Çapraz akış düzenlemesinde akışkanlar değıştirci içinde birbirlerine göre dik akarlar. Yapıdaki kanat veya şaşırtma levhaları yardımıyla akışkanlar cihaz içinde ilerlerken kendi kendileriyle karışabilir ya da karışmayabilirler. Akışkan, değıştirci içinde bireysel kanal veya borular içinde akıyorsa ve bitişik kanaldaki akışkan ile karışmıyorsa bu akışkana karışmayan; tersi duruma ise karışan akışkan adı verilir. Şekil 2.29’ de akışkanların her ikisinin de karışmadığı ve Şekil 2.30’ de akışkanlardan birinin karıştığı tiplerde çapraz akışlı ısı değıştirciler görülmektedir. Bu tip değıştircilerde akışkanların sıcaklık dağılımları iki boyutludur. Akışkanın temasta olduğu levhanın hem giriş ve çıkış ucundaki sıcaklık hem de o levhanın alt ve üst kenarındaki sıcaklık farklıdır. Bu tip ısı

değiştiricilerin etkinliği paralel akımlılardan daha iyi, ters akımlı cihazlardan daha kötüdür. Ancak imalat kolaylığından pratikte kompakt cihazların çoğu çapraz akışlıdır.



Şekil 2.29 Akışkanların her ikisi de karışmayan tipte çapraz akışlı ısı değiştirici [4]



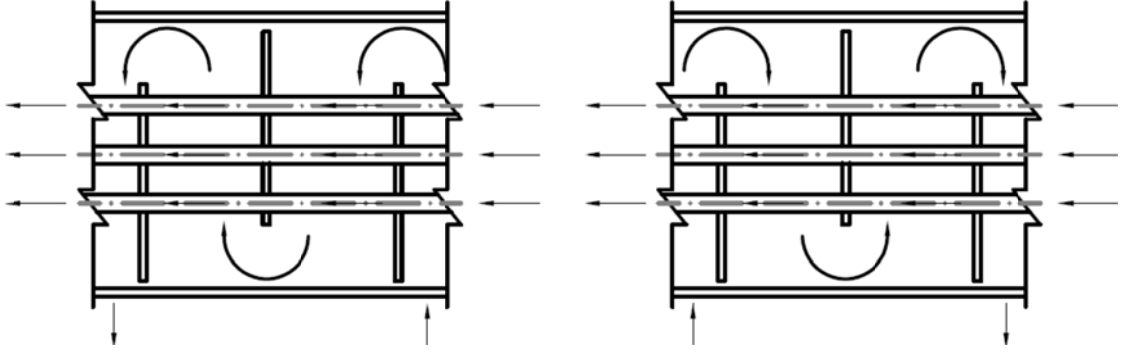
Şekil 2.30 Akışkanların biri karışan tipte çapraz akışlı ısı değiştirici

2.1.6.2 Çok Geçişli Isı Değiştiricileri

Daha önceki kısımlarda anlatılan tek geçiş halindeki paralel, ters ve çapraz olmak üzere, üç ana geçiş şeklinin eşanjör içinde art arda seri düzenlenerek çok geçişli ısı değiştiriciler elde edilir. Çok geçişli ısı değiştiricilerin üstünlüğü değiştirici etkinliğini arttırmasıdır. Geçiş sayısı ne kadar çok ise ters akımlı düzenlemeye yaklaşım o denli fazladır. Çok geçişli cihazlar kanatlı yüzeyle, gövde borulu ve levhalı tiplerde olabilir.

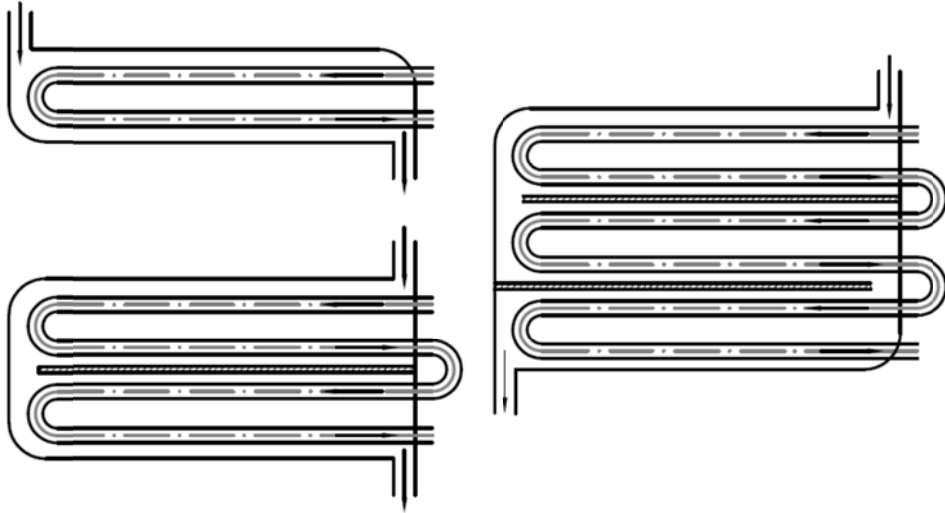
Bu tip değiştiricilerde genellikle kanatlar yardımı ile çapraz ters ve çapraz paralel akımlar yaratılabilir. İki ya da daha fazla çapraz geçiş arka arkaya ters veya paralel akımlı olarak seri halde bağlanır. Isı değiştirici içinde yüksek sıcaklık farkının ortaya çıkacağı düşünölen uygulamalarda değiştiricideki sıcaklığın fazla olduğu bölgelerde

sıcaklığa dayanıklı pahalı malzemeler; ancak diğer bölgelerde nispeten daha ucuz malzemeler kullanılması yoluyla maliyet azaltımı hedeflenebilir.

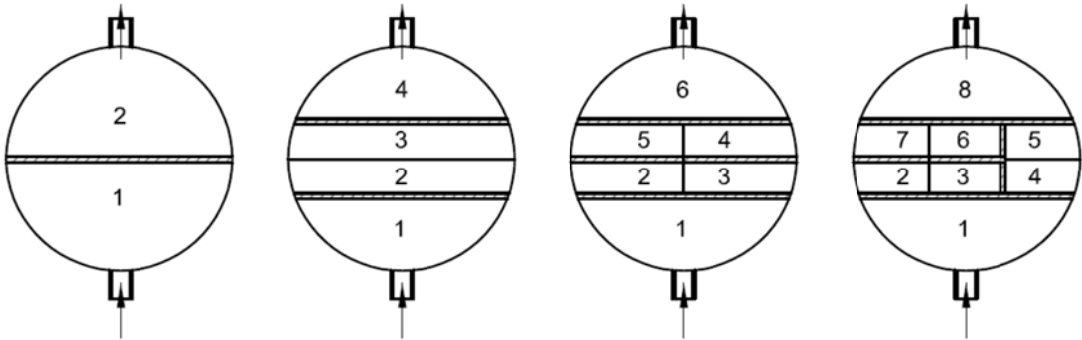


Şekil 2.31 Çapraz-paralel ve çapraz-ters akımlı düzenlemeler

Şekil 2.32 ve Şekil 2.33’ de çok geçişli GBE’ ler görülmektedir. Isı değiştirici içine yerleştirilmiş boyuna perdeler ile çoklu geçişler oluşturulmuştur. Levha tipi değiştiricilerde de levhaların düzenlenmesi ile çok geçişli akışlar yaratılabilir.



Şekil 2.32 Çok geçişli düzenlemeler



Şekil 2.33 Çok geçişli düzenlemelerde boyuna perdeler

GEMİLERDE ISI DEĞİŞTİRİCİ KULLANIMI

Gemilerde ısıtma, soğutma, gazsızlaştırma, faz değiştirme, vs... gibi genel amaçlara hizmet etmek üzere, neredeyse yukarıda sayılan eşanjör tiplerinden her biri kullanılır. Bu kısımda yüzer araçlarda sıklıkla kullanılan eşanjörlerin, hangi hizmetlerde hangi tiplerinin kullanıldığından bahsedilecektir.

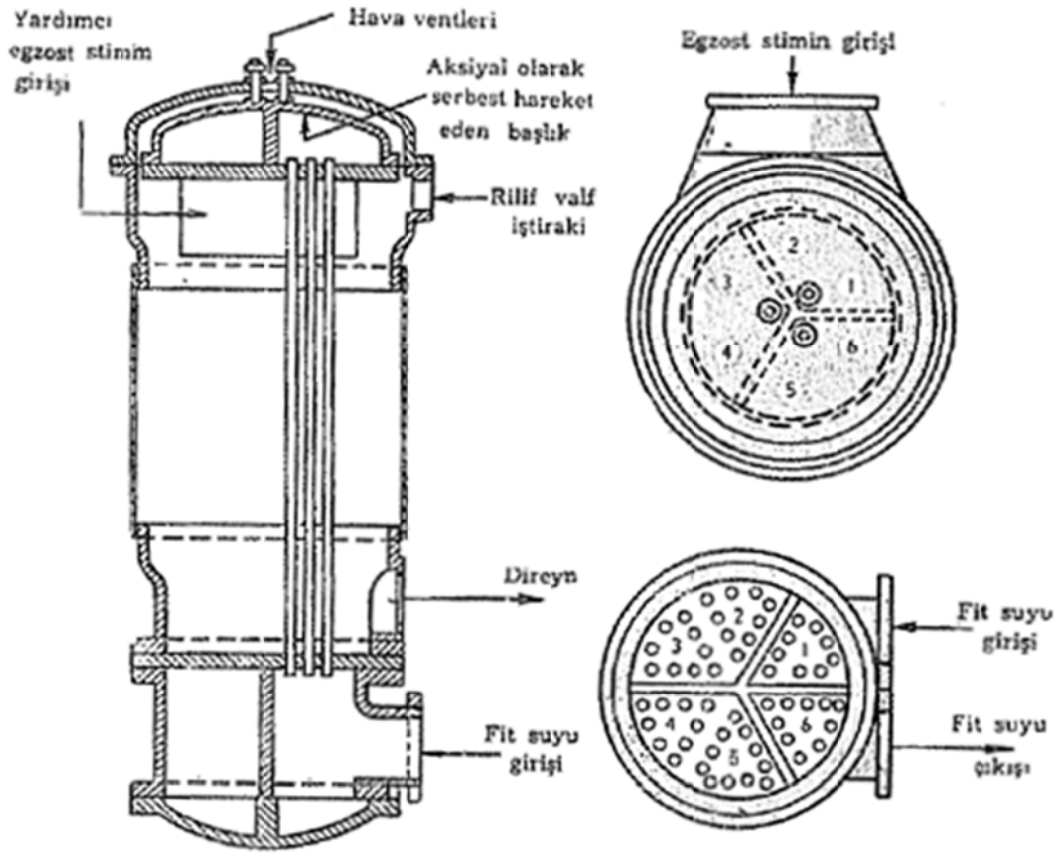
3.1 Besleme Suyu Isıtıcıları

Besleme suyu ısıtıcıları iki amaçla kullanılırlar. Bunlardan biri suyu kazana girmeden önce ısıtıp ekonomizasyon sağlamak, diğeri ise suyun içinde bulunabilecek hava ya da diğeri gazlardan suyu arındırmaktır.

Egzoz gazlarının üzerindeki ısıdan faydalanılarak besleme suyu bir kazana girmeden önce bir miktar ısıtılabilir. Bu operasyonda besleme suyu büyük bir zarfın içinde bulunan boruların içinden geçerken sıcak egzoz gazları ise boruların etrafından geçer. Bu yolla sağlanabilecek ortalama fayda şöyle ifade edilebilir. Besleme suyu sıcaklığındaki her 6 °C artış, kullanıcıya kazanda buhar elde etmek için harcayacağı yakıttan 1% oranında tasarruf sağlamaktadır. Büyük bir ekonomizasyon sağlayıp günümüz rekabet koşullarında firmaları yüksek maliyetlerden kurtaran bu donanımda baca gazı yoğunlaşacağından asit ortaya çıkar ve eşanjör içinde asidik ortam oluşur. Dolayısıyla bu donanımların yapımında aside dayanıklı malzemeler kullanılmalıdır.

Bu değiştiricilerin başka bir amacı da besleme suyunun saflaştırılmasını sağlamasıdır. Besleme suyu içine karışmış olabilecek havanın tamamını olmasa da bir kısmını çıkarılabilir. Bu amaçla değiştiricinin besleme suyu çıkış tarafının en üst kısmına bir hava borusu konur. Ya da aynı işi görecektir bir hava toplayıcısı devre üzerinde

eşanjörden sonraki bir kısma bağlanabilir. Bu seçenek özellikle, değıştirici imalatçısının, üretim esnasında, ekipmanın üzerine böyle bir delik açmamış olduğu durumlarda kullanılır. Böylece satın alınan değıştirici üzerinde herhangi bir işlem yapılmamış, alınan ekipmanı garanti dışına çıkaracak delme, vs... gibi ekipmana uygulanmamış olur. Ya da geminin tasarımından ya da başka kısıtlama ya da mecburiyetlerden dolayı eşanjörün koyulduğu bölge böyle bir hava borusu montesine elvermeyecek kadar küçük olabilir. İşte bu gibi durumlarda yukarıda bahsedildiği gibi, devrenin devam eden kısmına bir hava toplayıcısı konabilir [8].



Şekil 3.1 Egzoz gazı ile besleme suyu ısıtıcısı [8]

Hava toplayıcısı besleme suyu devresinin, besleme suyu ısıtıcısının çıkışından sonraki ve aynı zamanda sistemin en yüksek noktası olan bir yere konabilir. Besleme suyu içindeki hava kürecikleri, bu toplayıcıda birikerek, dışarı uçarlar. Toplayıcı sandık üzerine, içindeki suyun seviyesini göstermek amacıyla bir de seviye şişesi bağlanır. Sandık içindeki suyun miktarı bu şişeden gözlenir ve seviye düştüğünde sandığa bağlı olan valf açılır ve içinde birikmiş hava bir miktar kaçırılarak içine su dolması sağlanır.

Besleme suyu ısıtıcıları genel olarak alçak basınçlı ve yüksek basınçlı olmak üzere iki sınıfa ayrılabilir. Alçak basınçlı değıştirciler, ana besleme pompasının alıcı tarafına konurlar ve bu tip ısıtıcılar, kullanıldığında devreye iki adet pompa bağlanır. Bu pompalardan biri, suyu ana tanktan alıp, değıştiricinin alıcısına basan buster pompasıdır, diğeri ise; değıştiriciden suyu alıp kazana basan ana besleme pompasıdır. Yüksek basınçlı değıştirciler ise ana besleme pompasının çıkışına konurlar. Ana besleme pompası tank ile ısıtıcı arasında kalır. Alçak basınçlı ısıtıcılarda, ısıtıcıdan sonra bir adet pompa (ana besleme pompası) bulunması, ısıtıcıda besleme suyunu ısıtabileceğiniz maksimum sıcaklık kısıtlanmış olur. Çünkü ısıtıcıdan 90 °C' nin üzerinde bir sıcaklıkta çıkacak olan su, pompa içerisinden geçerken buharlaşabilir. Ancak yüksek basınçlı ısı değıştircilerde böyle bir sıkıntı oluşmayacaktır. Çünkü sıvı pompa ile nakledilmesinden sonra ısı değıştiriciye gireceğinden eşanjörün elverdiği seviyelere dek akışkan ısıtılabilir. Normal bir tesiste, kazan normal hızlarda egzoz gazı üretirken, iyi tasarlanmış, temiz ve uygun şartlarda çalışan bir değıştirici ile besleme suyunu egzoz gazı sıcaklığının 6 °C altına kadar ısıtmak mümkün olmaktadır [8].

Şekil 3.1' de düz borulu bir besleme suyu ısıtıcısı gösterilmektedir. Boruların bağlı olduğu alt tabla zarfa sabitlenmiş olup üst boru levhası ise bir başlığa tespit edilmiş olup başlık ile birlikte ileri geri hareket edebilmektedir. Bu başlık ısıtıcı gövdesine bağlı olmadığından, sıcaklık değışimlerinden kaynaklanan boruların uzama kısalmalarını dengeler. Şekilde görüldüğü gibi, sı değıştiricinin üst tarafındaki başlığı 3 bölmeye, alt başlığı ise 4 bölmeye ayrılarak, içeriye alınan besleme suyunun etrafı egzoz gazı ile çevirili boruların içinden ilerleyerek eşanjörü 6 kez geçmesi sağlanmıştır. Giriş yerinden içeriye dahil olan besleme suyu birinci geçitten geçerek üst başlığa çıkar. Buradan ikinci geçitten aşağı, üçüncüden yukarı, dördüncü geçitten aşağı beşinci geçitten yukarı ve altıncı geçitten tekrar aşağı iner ve ısınmış olarak çıkış bağlantısından besleme suyu devresine dahil olur. Egzoz gazı ise egzoz girişinden ısı değıştiriciye dahil olur ve delikle bir bafıla çarparak aşağı doğru boruların üzerine yönelir. Yine şekilde görüldüğü üzere, egzoz gazının soğuyup yoğunlaşması sonucu ile ortaya çıkan su, dren deliğinden dışarı alınabilir. Dren edilen bu su, istenildiği takdirde devrede yapılacak bir düzenleme ile ana besleme suyu tankına gönderilebilir.

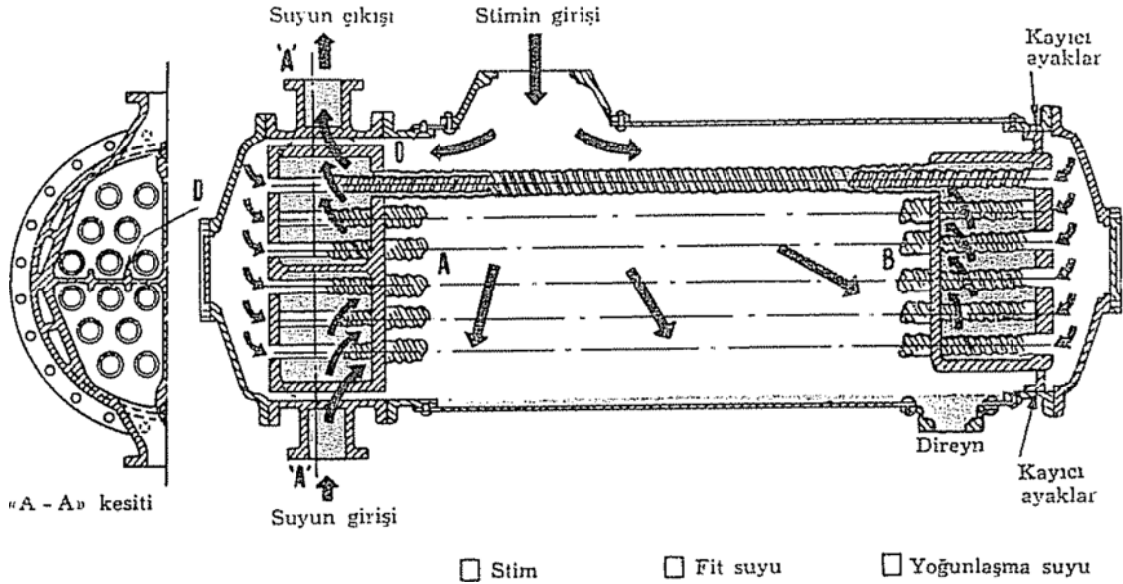
Şekil 3.1’ de görülen besleme suyu ısıtıcısının üst kısmında üç adet hava firar borusu tertip edilmiştir. Bunların devamına vana bağlanır. Yukarıda anlatıldığı üzere, buradan vanaların açılması ile hava dışarı alınabilir. Ayrıca emniyet vanası için de bir iştirak bırakılmıştır. Buraya bağlanan yaylı bir emniyet vanası, ısı değıştircisinin maksimum çalışma basıncına ayarlanır. Ve herhangi beklenmeyen bir etki ile sistemin basıncı bu basıncın üzerine çıkarsa, bir arıza sebebiyet vermeden bu valf açılacak ve fazla basınç durumu ortadan kalkmış olacaktır.

Ayrıca bu tip ısı değıştircilerinin borularının içersine geciktiriciler konarak besleme suyunun egzoz gazı ile daha uzun süre etkileşmesi ve transfer edilen ısı miktarının artırılması hedeflenebilir. Ancak bu durumda basınç düşümünü hesaba katmak, akışkanı nakleden pompayı ona göre seçmek gerekir.

Savaş gemilerinde daha ziyade çift borulu besleme suyu ısıtıcıları kullanılır. Daha önce de bahsedildiği üzere, çift borulu ısı değıştircilerinde biri diğerinin içinde olan, iki boru bulunur ve akışkanlardan biri iki boru arasından ilerlerken diğeri de iç borunun içinden ve dış borunun dışından nakledilir. Şekil 3.2’ de bu tip bir cihazın iç görüntüsü sunulmuştur. Bu sistemde suyun ve egzoz gazının dolaşımı şöyledir. Şekilde gösterildiği gibi, su önce A başlığının alt yarısından içeri girer, dış bakır borunun içinden ve iç bakır borunun da dışından geçerek B başlığına girer. B başlığı şekilde gösterilen kayıcı ayaklar vasıtası ile ileri geri rahatça hareket edebilmekte, böylelikle genleşmelerden kaynaklanan uzayıp kısalmaları dengeleyebilmektedir. B başlığından su yukarı doğru dönerek, ısıtıcının üst kısmında kalan iç ve dış boruların arasından geçerek A başlığının üst yarısına gelir ve oradan da ısıtıcıyı terk eder. Başlığı iki bölmeye ayıran D diyaframı mukavemetli olması amacı ile takviyeli üretilmiştir. Resimde sadece ikisi gösterilmiş, diğeri eksen doğruları ile işaretlenmiş bulunan ısıtıcı boruları spiral oluklu olarak yapılmışlardır. Böylelikle boruların arasından geçen suyun türbülansı artmakta ve bu oluklar aynı zamanda geciktirici görevi görmektedirler. B başlığının etrafında bulunan ileri geri uzayıp kısalmasına müsaade eden ayaklar aynı zamanda boruların değıştirici kabuğu içinde tam merkezde durmasını sağlamaktadır.

Değıştircinin üst kısmından içeri giren egzoz gazı cihaz içinde iki yol izler. Boruların etrafından aşağı doğru inerken bir yandan da iç boruların içine girer ve burada

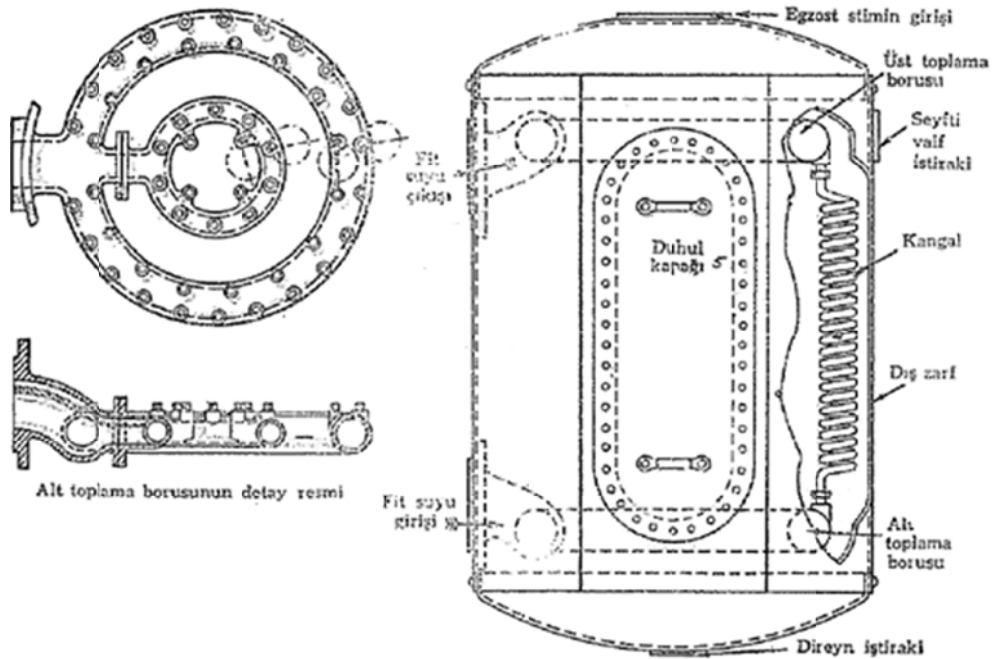
yoğunlaştıkça sıvı halde iç boruların her iki tarafından değiştiricinin alt tarafına dökülür. Normal çalışma koşullarında egzoz gazının, değiştirici içinden yoğunlaşmadan çıkmaması istenir. O sebeple, makine zabiti, kazanın ya da makinenin egzoz gazı çıkış basıncını bu amaca göre ayarlar. Ayrıca ısı değiştirici seçimi de egzoz gazı kaynağına göre yapılmalıdır. İnşa sürecinde, servis sırasında birbirleri ile uyumlu çalışacak donanımların seçimine özen gösterilmelidir. Ayrıca bu yoğunlaşma, cihaz iç basıncının düşmesine ve dolayısı ile oluşacak vakumla içeriye taze egzoz dolmasına yardımcı olur. Isıtıcının alt tarafında görülen dren borusu üzerinde mevcut bir U borusu içinde yoğunlaşan bu su birikir. Bu birikinti egzoz gazının yolunu kapayan bir su trepi vazifesi görerek egzoz gazının yoğunlaşmadan gaz halinde değiştiriciyi terk etmesini engeller.



Şekil 3.2 Çift borulu egzoz gazı ile besleme suyu ısıtıcısı [8]

Aynı amaçla kullanılan spiral tipli ısı değiştirici mantığı ile imal edilmiş başka bir besleme suyu ısıtıcısı da Şekil 3.3' de gösterilmiştir. Bu eşanjörde bulunan spiral şeklinde boruların uçları rekorlar ile bir başlık ya da toplanma borusuna bağlanmıştır. Boruların spiral şeklinde olmasından amaç genişterek uzayıp kısaltmalarından doğacak problemleri azaltmak ve hatta yok etmektir. Şekil 3.3' de görülen ısıtıcıda besleme suyu alt toplama borusundan eşanjöre dahil olur. Burada başlığa bağlı olan elliden fazla kangal boru demetine, bu boru demetlerinin sayıları transfer edilmek istenen ısı miktarına, eşanjörün konacağı alanın elverişliliğine, vs... gibi etkenlere göre değişebilir,

dağılır. Bu demetlerin içinde ilerleyen su üst toplama borusuna gelir ve oradan da değiştiriciyi terk eder. Bu tip cihazlara da özellikle savaş gemilerinde rastlanır [8].



Şekil 3.3 Spiral borulu besleme suyu ısıtıcısı [8]

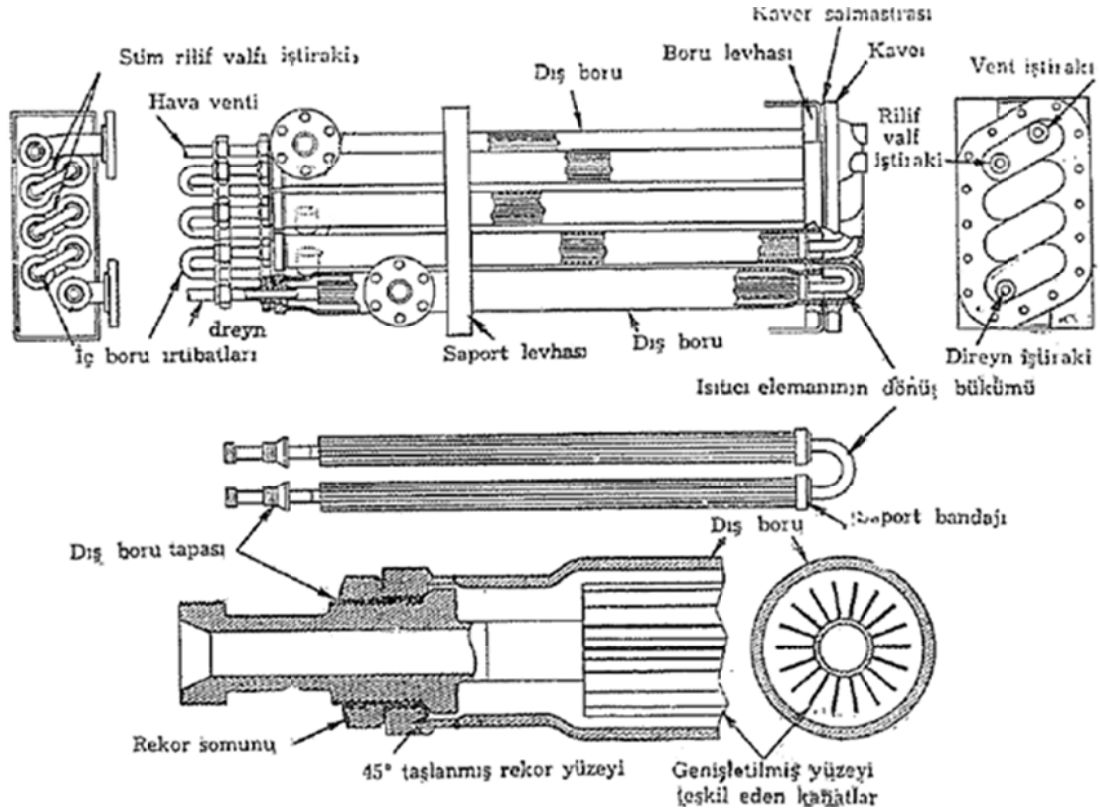
3.2 Yakıt Isıtıcıları

Özellikle ağır yakıt ile çalışan gemilerde, viskozite ayarlanması amacı ile yakıtın ana makineye göre değişen sıcaklıklara kadar ısıtılması zorunluluktur. Bu amaçla, ağır yakıtle çalışan gemilerde yakıt ısıtıcısı olarak ısı değiştiriciler bulunur.

Isıtılacak olan ağır yakıt kirletici olduğundan temizleme kolaylığı için çift borulu ısı değiştiriciler kullanılır. Bu cihazlarda küçük ve büyük boru birbirinden ayrılabilirdiğinden boruların içleri kolayca temizlenip, cihaz tekrar toplanıp çalışır hale getirilebilir. Hatta bu eşanjörlerin daha önce bahsedildiği üzere boru eklenebilme ve çıkartılabılme yetenekleri olduklarından temizlenecek olan kısım cihazın bütününden çıkartılıp, geri kalanı servise devam ederken kirlenmiş olan kısım temizlenebilir. Böyle kademeli şekilde boru eklenip çıkartılarak cihazın tamamı servisi kesmeden tamamlanabilir.

Şekil 3.4' de genişletilmiş yüzeyli ve çift borulu yakıt ısıtıcısı bulunmaktadır. Yakıt küçük çaplı, seri bağlı boruların içinden geçer ve bu boruların her biri içinde daha da küçük çaplı bir ısıtma borusu bulunur. Dış borular gruplar halinde tertiplenmişlerdir ve müşterek bir boru levhası ve başlık aracılığı ile bir uçlarından birbirine bağlanmışlardır.

Dış boruların içindeki bazı yapısal düzenlemelerle yakıtın akış yönü değiştirilebilir. Diğer uçta ise dış borular U boruları aracılığı ile birbirlerine bağlanırlar.



Şekil 3.4 Çift borulu yakıt ısıtıcısı [8]

Isıtıcının ısıtma elemanı dikişsiz çelik borulardan yapılmış olup bunların da her biri üzerine, şekilde 18 adet, tulani çelik kanatlar kaynatılmıştır. Bu kanatların bir ucu boru levhasındadır ve diğer uçları da boruların uzayıp kısaltmalarının serbestçe meydana geldiği U birleşim taraflarında son bulur. Yine bu U birleşim ucunda ısıtıcı borular kanatların etrafından geçirilmiş birer çember vasıtası ile desteklenmişlerdir. Bir ısıtma borusu, üzerinde tulani kanatlar bulunan iki borunun birer uçlarından bir U borusu aracılığı ile bağlanmak suretiyle meydana gelir. Bu boruların içinden de ısıtıcı gaz geçer. Böyle oluşturulan elemanlar da birbirlerine seri olarak bağlanırlar. Yakıt, iç boru ile dış boru arasından ve tulani kanatlarının oluşturduğu düz geçitlerden nakledilir. Böyle bir cihaz, karşı akışlı bir ısı değiştiricidir yani ısıtıcı gaz ve yakıt boruların içinde birbirlerine aksi yönlerde ilerlerler. Isıtıcı iç boruların dış yüzeylerine konmuş olan kanatlarla, boruların kanatsız haline göre çok daha fazla ısı transfer yüzeyi yaratılmış olur.

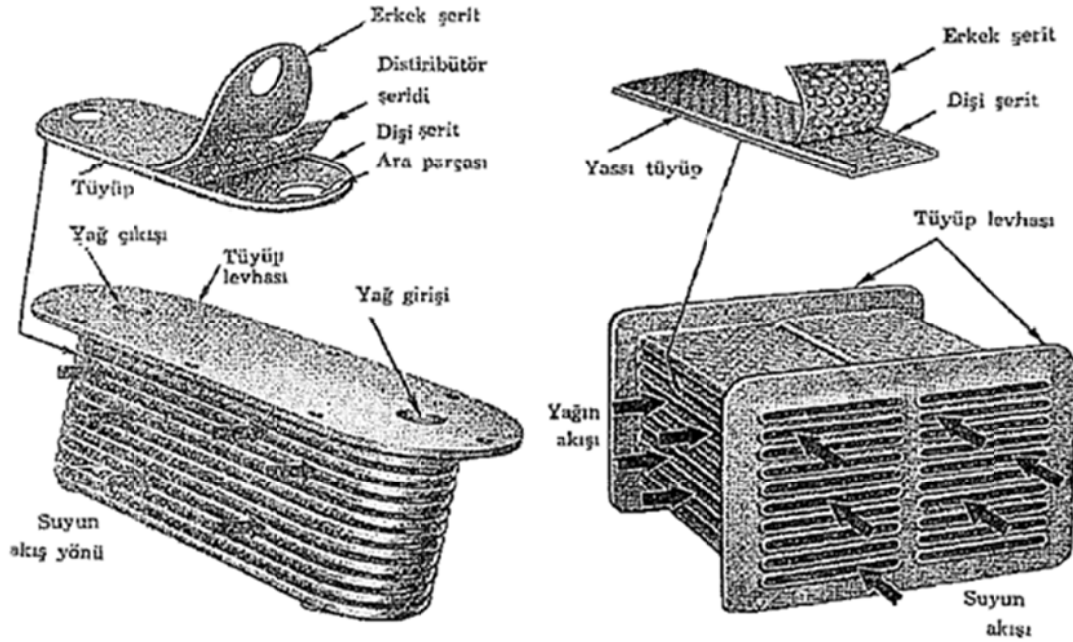
Bu tip ısı değiştiricilerin kullanım koşullarına göre değişen ısı transferi miktarına, düşen ya da artan ısıtma ihtiyaına karşı önemli bir avantajı vardır. Kısımlar halinde yapılmış olan bu ısı değiştiricilerin inşa sürecinde seçimi, tam yükte çalışma koşullarında değiştiricinin bütün kısımları çalışacak şekilde yapılır. Fakat ihtiya göre g düşürüldüğünde, ihtiya duyulan yakıt dolayısı ile yakıt aktarılması gereken toplam ısı miktarı da azalacağından bazı kısımları devre dışı bırakılabilir. Böylelikle yakıt sıcaklığı, çalışma koşullarına göre esneke değiştirilebilir [8].

3.3 Yağlama Yağı Soğutucuları

Büyük yağlama yağı soğutucuları daha ziyade düz borulu tipte, tek veya çok geçişli yapırlar. Küçük olanlar ise, düz borulu, U borulu, kangallı, film tipli, plaka tipli veya yassı borulu tipli gibi değişik tiplerde olabilirler. Bazı tiplerde borular içinden su geçerken yağ boruların etrafında ve zarfın içinde olacak şekilde dolaşır, bazılarında ise akış bunun tam tersidir. şekil 3.5' de sol tarafta plaka tipi bir yağ soğutucu görülmektedir. Bu soğutucuda yağ plakaların içinden geçer. Bu yassı plakaların içinde, içeri giren akışkanı yönlendiren dağıtıcı hatları mevcuttur. Aynı zamanda hem geciktirici hem de ısı transfer alanını arttırıcı etkileri vardır. Bu tip plakalı ısı değiştiricilerin ek yerleri çok iyi kaynatılmalı, hiçbir şekilde sızıntıya sebebiyet vermemelidir. Öte yandan ek yerlerine özel contalar yapılmış olan plakalı ısı değiştirici cihazlar da mevcuttur.

Plakalı eşanjörlere benzeyen ama ısı değiştirme elemanları plakadan ziyade yassı borular şeklinde olan yağlama yağı soğutucuları da var olup bir rneği şekil 3.5' de sunulmuştur. Yassı boruların içinden soğutucu su geçerken, su akışına dik yönde soğutulacak yağ akmaktadır. Yassı boruların her iki yüzeyini oluşturan düz levha kısımlarına pres ile bir takım çukurluklar işlenmiştir. Bu çukurlukların yarıçapı boru iç kalınlığının yarısı kadar yapılır ve böylece çukurlukların i yüzeyleri karşılıklı olarak birbirlerine boru içinde temas eder. Bu sayede ısı değişim yüzeyi genişletilirken aynı zamanda yassı borularda daha yüksek mukavemet sağlanır. Böyle ısı değiştiriciler de üretilirken kaynaklı birleştirmelere zen gösterilmelidir. Bu tip cihazların kolay ve sık sızdıran yerleri elemanlarının kaynakla birbirlerine eklendiği yerleridir.

Bir yağlama yağı soğutucusunun kapasitesi, makine silindirlerini normal sıcaklıkta tutabilmek ve ayrıca yağın yağlayıcılık özelliğinin sürekliliği için birim zamanda yağlama yağından alınması gereken ısı miktarına bağlıdır.



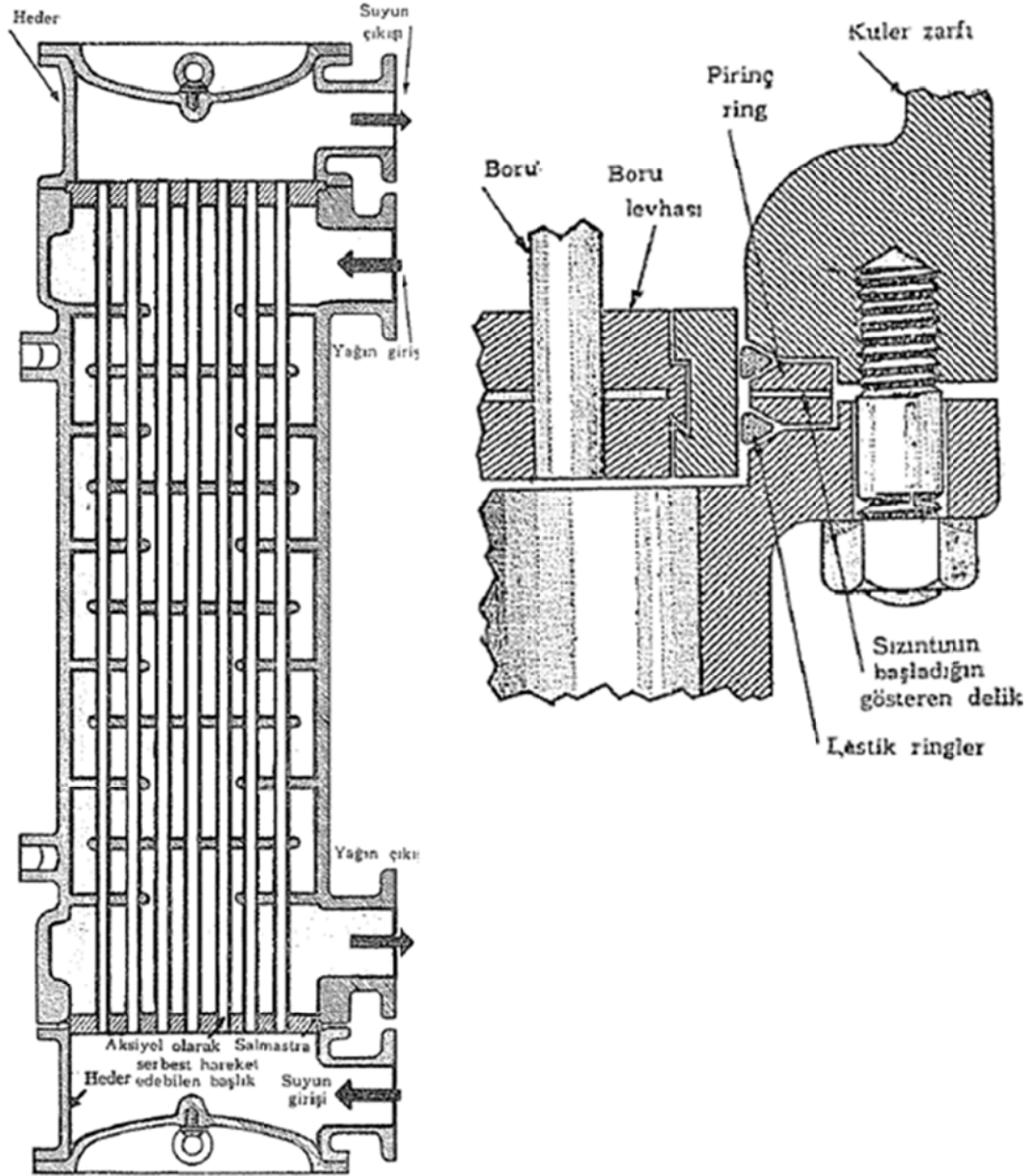
Şekil 3.5 Yassı borulu yağlama yağı soğutucusu [8]

Yüksek ısı alışverişi için düz borulu tek veya çok geçişli cihazlar yağlama yağı soğutucusu olarak tercih edilmektedir. Değiştiricinin dış zarfının iki ucunda da birer başlık vardır. Bu başlıkların birinden içeri giren soğutma suyu, pirinç, bakır ya da bakır-nikel alaşımı borular içinden karşı başlığa ilerler. Başlıklar ısı değiştiricinin gövdesinden birer boru vasıtası ile ayrılmışlardır. Bu kısımlar çelik levhalardan ya da dökümle üretilebilir.

Sıcak yağ, soğutulmak üzere, üst kısımdan eşanjöre dahil olur ve Şekil 3.6' da görülen dairesel bafıllarla ince borular arasından bafılların etkisi ile bir miktar da geciktirilerek alt kısımdan değiştiriciyi terk eder. Yağ, zarf içinde iletilirken bafıllara çarparak yön değiştirir. Yağın izleyebileceği yol az çok irdelenirse, bu ısı değiştiricinin dik akışlı ve karşı akışlı tiplerinde eşanjörlerin birleştirilmiş şekli gibi olduğu sonucuna varılır.

Yapısal ayrıntıların gösterildiği Şekil 3.6' da soğutucunun üst başlığının zarfa tamamen hareketsiz şekilde tespit edildiği ancak alt levhasının salmastraların içinden geçirilerek boruların serbestçe uzayıp kısalmalarına olanak sağlandığı anlaşılar. Böyle bir değiştirici yakıt ısıtıcısı olarak da kullanılabilir. Ancak böyle durumda salmastra olarak yumuşak lastik ringler yerine yumuşak bakır malzemeli ringler kullanılır ve ısıtıcı gaz yukarıdan,

yağ ise aşağıdan eşanjöre girerler. Bu tip ısıtıcılarda veya soğutucularda sızıntı oluşması durumunda şekilde görülen tertibat ile bu sızıntıyı hemen görmek mümkün olmaktadır.



Şekil 3.6 Gövde borulu yakıt ısıtıcısı [8]

Ve sızıntı ister ısıtılan isterse de ısıtan akışkanda olsun, her ikisinde de buradan akmaya başlar. Yağlama yağı soğutucuları genellikle yatay kullanılırlar.

3.4 Havalı Isı Değiştiricileri

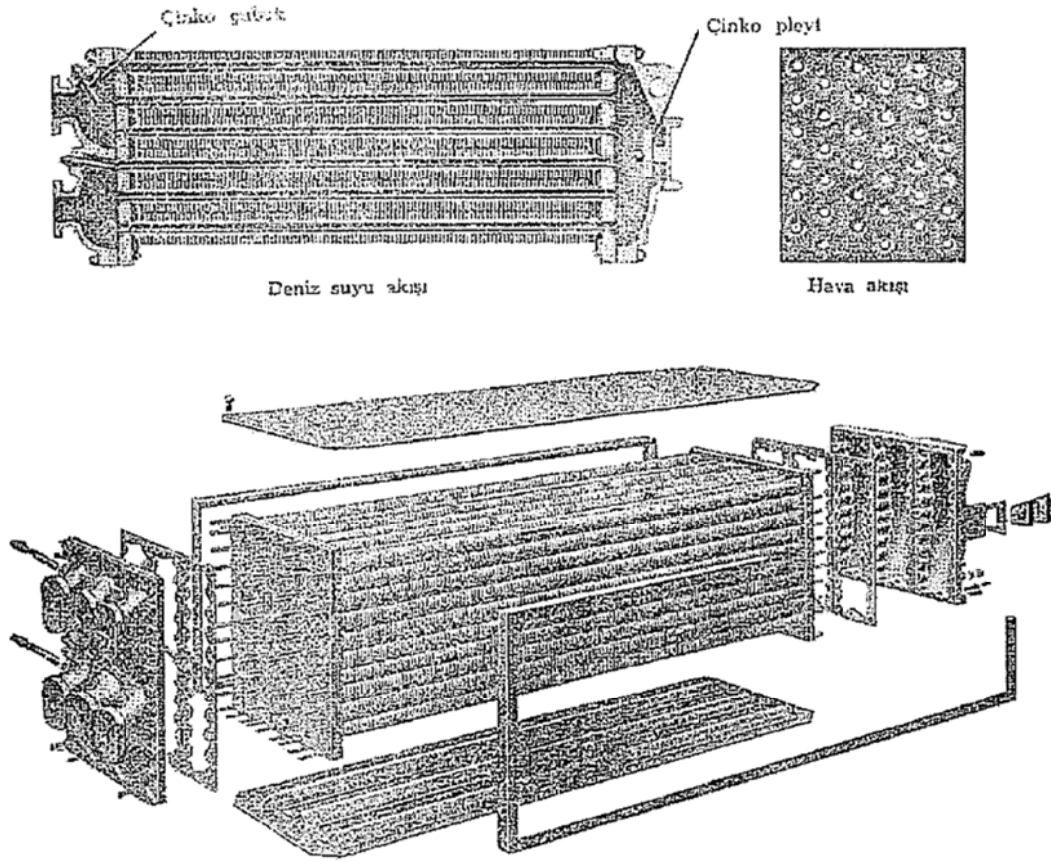
Jeneratörler ve ana makinelerde mekanik ve elektriksel kayıplar sebebi ile açığa çıkan ısı, makinelerin sağlıklı çalışmalarına devam edebilmeleri için dışarıya alınmalıdır.

Örneğin jeneratörlerde sargıların sıcaklığının tehlikeli boyutlara ulaşmaması için sargıların arasına soğutulmuş hava sevk edilir. Ayrıca gemilerdeki merkezi iklimlendirme sistemlerinde de havanın soğutulması ya da ısıtılması gerekebilmektedir. Bu tip sistemlerde amaç havayı ısıtmak ya da soğutmak olsa da genellikle aynı prensip ile çalışan donanımlar kullanılır. Hava için tipik bir ısı değiştiricide ısı transferini arttırmak amacı ile üzerlerine kanatlar koyulmuş birtakım borular mevcut olup ısıtıcı ya da soğutucu madde bu boruların içinden geçerken dışından da hava nakledilir.

Böyle makinelerde yukarıda bahsedildiği gibi dış ortamdaki havanın soğutma amaçlı olarak direk soğutulacak bölgeye nakledildiği açık soğutma sistemleri ve ısı değiştiriciler ve akışkanları nakledecek pompa ve fanlarla kurulmuş kapalı soğutma sistemleri mevcuttur. Bunların birbirlerine göre üstün ve zayıf yanları şöyle sunulabilir. Harici hava içinde bulunabilecek rutubet ve zararlı gazlardan makine ya da diğer donanımlar korunmuş olur. Kısa devrelerden kaynaklanabilecek yangınlar için kapalı devreler içindeki oksijen kafi gelmeyeceğinden yangın tehlikesi de azalmış olur. Ancak açık soğutma sistemlerinde böyle bir durum oluştuğunda havanın içindeki oksijen kullanıldıkça dışarıdan alınan taze hava ile yanma mahalline yeniden oksijen sevk edilmiş, yanma olayı tazyik edilmiş olur. Halbuki kapalı sistemlerde havanın içersinde mevcut oksijen bir defa kullanılınca yeterli oksijen kalmayacağından yanma yavaşlar ve nihayetinde durur. Soğutma işleminin başarısı dışarıdan alınacak havanın sıcaklığına bağlı olmaz. Açık çevrim durumunda gemide herhangi başka bir yerde meydana gelebilecek yangınlardan dolayı oluşacak zararlı gazlar, dışarıdan alınan hava ile makine dairesine sevk edilmemiş olur [8].

Şekil 3.7' de sunulan çift borulu hava soğutucusu düz borulu, genişletilmiş yüzeyli, dış zarflı tipte bir ısı değiştiricidir. Bu soğutucu çift borulu yapılarak, borularda sızıntı oluştuğunda jeneratör ya da sargılar içine suyun girmemesi emniyete alınmış olur. İçerisinden su geçen iç borular düz yüzeylidirler fakat dış borunun içinde iç boruya temas edecek şekilde yapılmış tülani kanatlar mevcuttur. İç boruda bir sızıntı meydana geldiği takdirde sızan su bu tulanilerin oluşturduğu bölmelerden borunun ucuna dek akar ve oradan da şekilde görülen dreyn yerinden dışarı sızmaya başlar. Dış borunun ısıyı almaya yarayan dış yüzeyi sık ve helisel tarzda konulmuş kanatlar vasıtası ile

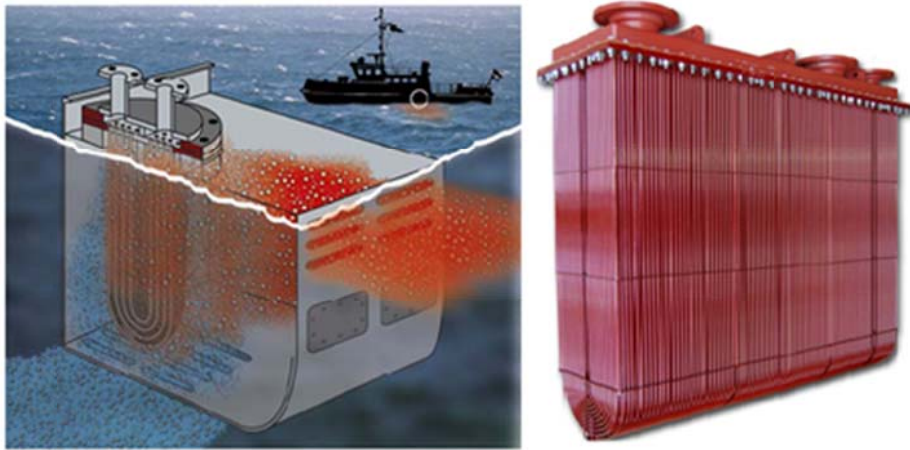
genişletilerek aralarından geçen havanın ısısı dış boruya ve oradan da iki boru arasındaki bu tlaniler aracılığı ile i boruya ve nihayetinde soğutma suyuna aktarılır.



şekil 3.7 Jeneratör için kapalı soğutma çevrimli çift borulu havalı soğutucu [8]

SANDIK TİPİ SOĞUTUCU SİSTEMİ

SS sistemi neredeyse her tip gemiye uygulanabilen, dünya çapında kullanımı yaygınlaşmakta olan bir sistemdir. Çalışma prensibi son derece basittir. Teknenin sintonine dönümünün üzerinde yan taraflarına u-borusu demeti halindeki sandık tipi soğutucunun yerleştirilebileceği bir kinistin açılır. Bu kinistinin dip ve borda kısımlarına deniz suyunun girip çıkabilmesi için ızgara şeklinde delikler açılır. Soğutma suyu bu kinistinin içindeki u-borusu demetine yönlendirilir. Deniz suyu bu ızgaralardan girer, boru demeti ile ısı alışverişinde bulunup çıkış ızgaralarından kinistini terk eder.



Şekil 4.1 SS çalışma şekli ve yapısı [9]

Soğutma etkisi, geminin hareketleriyle deniz suyunda oluşan zorlanmış akımla ya da kinistinin içinde soğutma işleminden dolayı oluşan sıcaklık farkı sebebi ile meydana gelen yoğunluk farkından dolayı deniz suyunun ısındıkça yükselmesi ile oluşan doğal akımla ortaya çıkar. SS donanımlar deniz suyunun negatif etkileri ile karşı karşıya kalmadan soğutma işlemlerini rahatlıkla gerçekleştirmemizi sağlar. Değiştirilmek

istenen ısı miktarına göre demet içindeki boru sayısı ve boyları azalıp artabilir. Bunlar seçim öncesi yapılan termal hesaplara göre belirlenir.

Bu soğutma sistemi ana ve yardımcı makinelerin soğutulmasında, vinç, vs... hidrolik ünitelerinin, iklimlendirme donanımlarının, VSP, vs... sevk sistemlerinin, baş iticilerin soğutulmasında kullanılabilir. Traktörler, römorkörler, destek gemileri, balıkçı gemileri, tarak gemileri, buz kıranlar, feribotlar, yük gemileri, dubalar gibi neredeyse tüm gemi tiplerine uygulanabilen bir donanımdır.

4.1 Buz Koşullarında Sandık Tipi Soğutucu

Diğer sistemlerle karşılaştırıldığında SS sistemleri buz koşulları altında en iyi hizmeti veren donanımlardır. Soğutma yeteneğine buz koşulları altında neredeyse hiç zarar gelmez. Çünkü makineden ya da soğutulacak olan başka bir donanımdan kinistine gelen sıcak akışkanın etkisiyle bölgedeki sıcaklık artacak ve buzlar eriyecektir. Ayrıca sandık tipi cihazlar açılan kinistin ne kadar dip noktasına konumlandırılırsa, su yüzeyinden o denli uzaklaşacağı için buz etkisi de o derece azalır. Ancak tedbir için, isteğe bağlı olarak, kinistin içine buhar nozülü yerleştirilebilir. Bu donanımlar, buz koşulları ya da düşük hava sıcaklıkları ortamında çalışacaklarsa, içlerinde devir daim olacak tatlı su içine antifriz eklenmesi gerekebilir.

4.2 Sandık Tipi Soğutucu Genel Mukayesesi

Plakalı ısı değiştiricilerine göre SS cihazların genel olarak avantajları şöyle sıralanabilir:

- Teknenin içine deniz suyu alınmamış olur. Deniz suyu devrelerinde için kullanılan, pompalar, borular, filtreler, vanalar, ölçüm cihazları tamamen ortadan kalkar. Bu donanımlar korozyon olan deniz suyuna dayanıklı malzemelerden üretildiğinden tatlı su devrelerinde kullanılan tiplerine göre çok daha maliyetli ve bakım aralıkları daha kısa olan elemanlardır. Bu sebepten tüm bu yüksek ilk yatırım ve bakım maliyetleri devre dışı kalmış olur.
- Diğer sistemlere göre sandık tipi soğutucular neredeyse hiç bakım gerektirmez. Dolayısı ile operasyonel maliyetlerin en tercih edilir olanları bu sistemlerdir.
- Aynı ısı geçişi hizmetine göre daha az alan kaplarlar. W/m^2 değerleri yüksektir.

- SS cihazlar, korozyona ve deniz kirliliğine daha dayanıklıdır.
- SS cihazlar, buzlu, kumlu ve alüvyonlu bölgelerde çalışmak için idealdir.
- SS sistemlerde deniz suyu pompası olmadığından genel elektrik ihtiyacı azalır.

Benzer çalışma prensibi ile teknelerin dip kaplamasında uygun yere uygulanan omurga soğutucularına göre sandık tipi soğutucularının genel üstünlükleri şöyle sıralanabilir:

- Sandık tipi soğutucular kaplamalı olduğundan korozyona karşı daha dirençlidir.
- Tekne dış kabuğunun içinde çalıştıklarından daha korunaklıdır.
- Tekne duruyorken de, ısı transferi ile sıcaklığı artan deniz suyunun yükselmesi sonucu doğal bir akım olduğundan soğutma yapabilirler. Omurga soğutucularında böyle bir imkân yoktur.
- SS cihazlar ana makinenin daha yakınına konumlandırıldıklarından borulama miktarı ve basınç kayıpları azalır.

SS donanımların termal yeteneğini etkileyen unsurlar diğer sistemlerle benzerdir. Boruların çapı, boyu, et kalınlığı ve adedi, iki boru arası mesafe, soğutucunun içine konduğu kinistin boyutları, şekli ve gemideki yeri, kinistindeki giriş, çıkış açıklıklarının boyutları ve konumu, soğutucunun kinistindeki yeri, gemi hızı, çalışacağı bölgede deniz suyu sıcaklığı, akıntı, boru içinde tatlı su akış hızı, vs... etmenler performansa etkileyecektir. Bunlar donanımın seçiminde ve tasarımında göz önüne alınmalıdır.

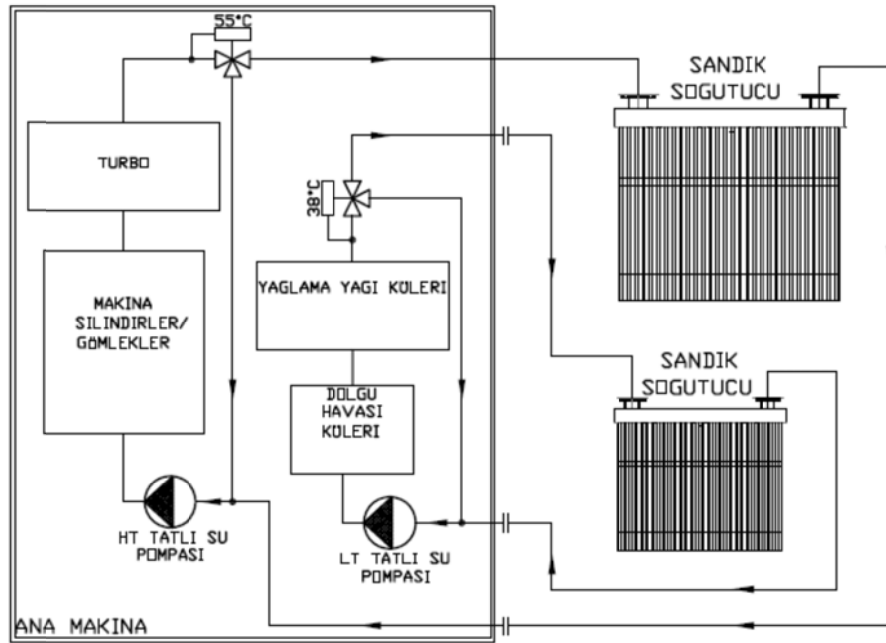


Şekil 4.2 SS basınç testi [9]

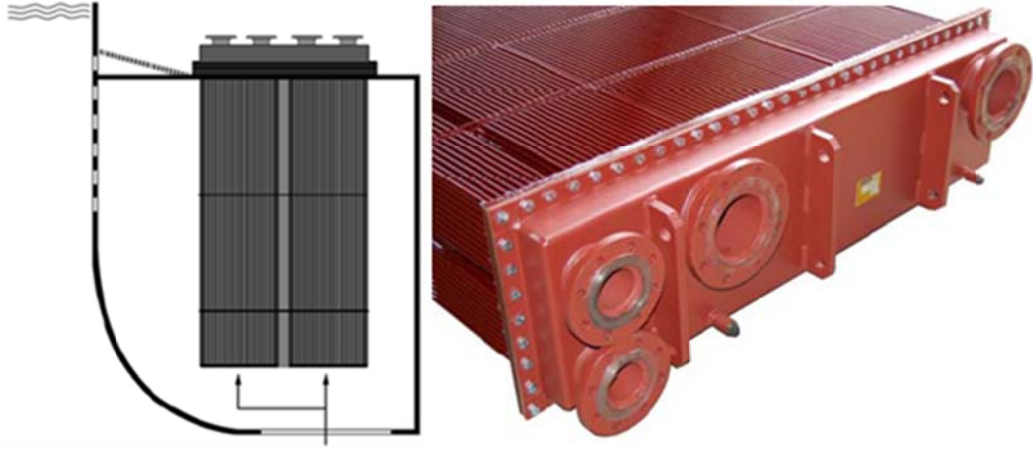
4.3 SS Sistemlerde Soğutma Devreleri

Sandık tipi soğutucular genellikle diesel ana ve yardımcı makineleri soğutmak için kullanılırlar. Küçük güçlü makinelerde genelde bir soğutma çevrimi mevcutken büyük güçlü tesislerde düşük ve yüksek sıcaklıklı soğutma çevrimleri şeklinde iki ayrı soğutma çevrimi vardır. Bunların her ikisi için de SS cihazlar uygulanabilir.

Şekil 4.3' de biri HT diğeri LT olan iki soğutma çevrimli bir ana makine için sandık soğutuculu bir soğutma çevriminin prensip şeması görülmektedir. Bu devrede, HT ismi, "High Temperature" kelimelerinden türetilmiştir ve iki çevrimden yüksek sıcaklıklı olanını ifade eder. Benzer şekilde LT de düşük sıcaklıklı döngünün adıdır. HT soğutma çevrimi ile makinenin silindirleri ve türbin soğutulur. Bu devrede dönen soğutma suyunun makineye giriş sıcaklığı LT çevrimine göre daha yüksektir. Zira silindirler ve türbin çok daha yüksek sıcaklıklarda çalıştığından tesisin bu elemanlarına düşük sıcaklıkta soğutma suyu veremeyiz. Zira termal gerilimler silindirlerde çatlamaya kadar varan sonuçlar doğurabilir. Ancak aynı makinenin dolgu havası ve yağlama yağını soğutmak için düşük sıcaklıkta akışkanları kullanabiliriz. Bu sebepten ikinci bir çevrim olarak LT devresi kurulmuştur. Farklı sıcaklıklarda gezen bu soğutma sistemleri için şekilde görüldüğü gibi iki farklı SS kullanılabileceği gibi, aynı SS üzerindeki demetlerin bir kısmını LT bir kısmını da HT için kullanmak da mümkündür (Şekil 4.4).



Şekil 4.3 İki soğutma çevrimli bir ana makine için temel soğutma çevrimi



Şekil 4.4 Aynı donanımda iki ayrı soğutma çevrimi [9]

4.3.1 Sandık Tipi Soğutucularda Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

SS cihazda soğutucu akışkan olarak tatlı su kullanılır. Bazı uygulamalarda, gereklilik görülmesi halinde, devrede nakledilen tatlı su içine farklı maddeler eklenebilir. Etilen glikol veya indikatörlerin eklenmesinden amaç, soğutucunun termal performansını arttırmak ya da bazı durumların oluşmasını engellemek olabilir.

Etilen glikol katkısı soğutucu akışkanın kötü hava koşullarında donmasını engellemeye yarar. Söz konusu tekne, özellikle soğuk ya da buzlu hava koşullarında çalışacaksa, bu katkıyı yapmak mecburi olabilir. Etilen glikol-su çözeltisinin, yoğunluk, özgül ısı, viskozite, kaynama noktası gibi özellikleri tatlı suya göre farklılık gösterir. Dolayısı ile bu katkının, sistemimize getirdiği, donmaya karşı direnç dışında başka etkileri de olacaktır.

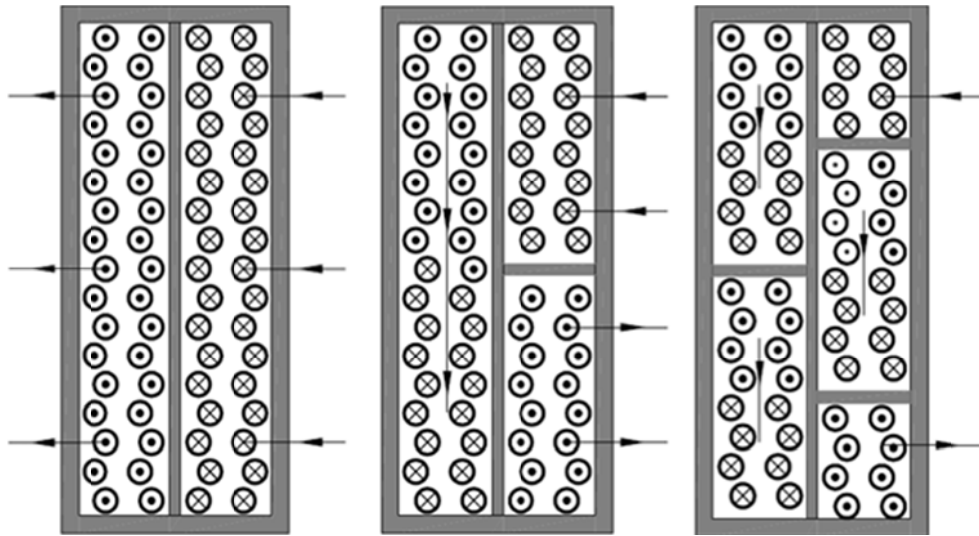
Etilen glikol-su çözeltisinin kullanım amacı, bu çözeltinin donma sıcaklığının saf suya göre daha alt noktalarda oluşu ve çözeltideki etilen glikol miktarının artması ile donmanın daha da zorlaşmasıdır. Fakat bu çözeltinin saf suya göre dinamik viskozite değeri daha yüksektir ve ayrıca çözeltideki etilen-glikol oranı arttıkça viskozite de artış gösterir. Soğuk ortamlarda çalışacak böyle tesisler için pompalama için harcanan güç ve dolayısı ile maliyet daha yüksek olabilir. Aynı şekilde saf suya göre bu çözeltinin özkütlesi de daha yüksektir. Isı sığası açısından da tatlı suya etilen glikol eklemek, soğutucu akışkanın kapasitesini azaltmaktadır. Mecburen etilen glikol ile çalışacak sistemlerde, kullanılacak etilen glikol miktarı öngörülmesi ve sistemde nakledilecek olan soğutucu akışkan miktarı, ısı sığasının düşmesinden dolayı, arttırılmalıdır. 50% oranında

etilen glikol barındıran tatlı suyun ısıl kapasitesi yaklaşık 20% oranında azalmaktadır. Etilen glikol eklentisi donmayı zorlaştırdığı gibi kaynamayı da zorlaştırmaktadır [10].

Korozyondan kaçınmak için de dolaşım suyuna nitrit inhibitörler eklenebilmektedir. Ancak yanlış oranda karıştırıldığında inhibitörler kimyasal tepkime meydana getirerek dolaşım suyunda amonyak oluşmasına meydan verebilir. Eğer soğutma sisteminde pirinç alaşımından elemanlar varsa amonyak bu elemanlarda gerilme korozyonu meydana getirebilir. Diğer yandan nitritler bazı tür bakteriler için besin değeri taşımaktadır. Bakterilerin böyle bir ortamda çoğalması ile soğutucunun kanallarından bazıları tıkanabilir ve termal performans azalır.

4.4 Sandık Tipi Soğutucuda Akış Düzenlemeleri

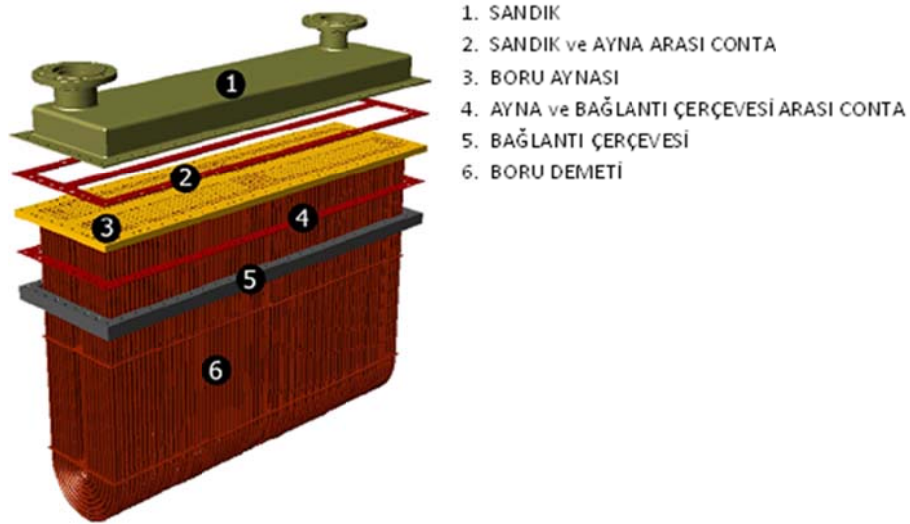
Borular içinde türbülans yaratıp yeterli ısı alışverişi elde edebilmek için, soğutma suyu 2, 4, 8 defa geçirilebilmektedir. Geçiş sayısı, yapıya eklenen levha ve contalarla sağlanır.



Şekil 4.5 2, 4, 8 geçiş düzenlemeleri

4.5 SS Konstrüksiyonu

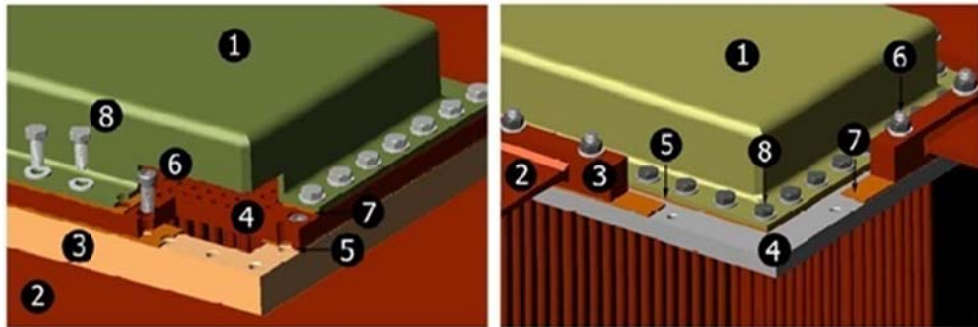
Geminin tipi, çalışma koşulları, draftı ve kinistininin şekline göre farklı yapı ve ölçülere göre SS üretilir. Neredeyse tüm tipleri bakım gerektirmemektedir. Ama bunu sağlamak için yapıda özellikle titreşim ve korozyona karşı özel tedbirler alınmalıdır.



Şekil 4.6 SS genel yapısı [9]

Sandık soğutucuların yapısı karmaşık sayılmaz (Şekil 4.6). Temelde U şeklinde bükülmüş boru demetlerinden oluşur. Demetler dışında akışı borulara yönlendiren boru aynası, soğutucunun gemi gövdesine sabitlenmesine yarayan bağlantı çerçevesi, sızdırmazlık için bağlantı parçalarının arasına konan contalar ve su girişi için üzerinde bağlantılar olan sandık kısmından oluşur. Bağlantı çerçevesi aynaya bağlandıktan sonra, tekne denizdeyken de, üstteki sandık kısmı çıkarılıp, boruların gözle kontrolü yapılabilir.

Bu donanımlar tekneye iki şekilde monte edilir. Birincisi ve sık kullanılanı yukarıdan montajdır. Kinistin üstünden aşağı indirilen SS kinistin üst sacına bağlanır. Makine dairesi yüksekliğinin az olması vb... durumlarda bu yöntem kullanılamayabilir. Böyle hallerde SS donanımlar tekne dip kaplamasına açılan kapaklardan içeri doğru kaldırılarak monte edilir. Bu iki seçeneğe göre SS kafasında ufak değişiklikler yapılır. Şekil 4.6' de bu farklılıkla beraber donanımın kafa kısmının yapısı gösterilmiştir. Sol taraftaki kafa yapısı üstten montaja, sağ taraftaki kafa ise alttan montaja uygundur [9].

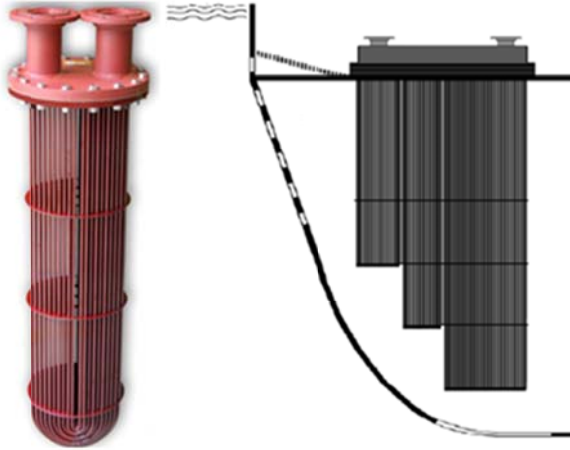


Şekil 4.7 SS kafa yapıları [9]

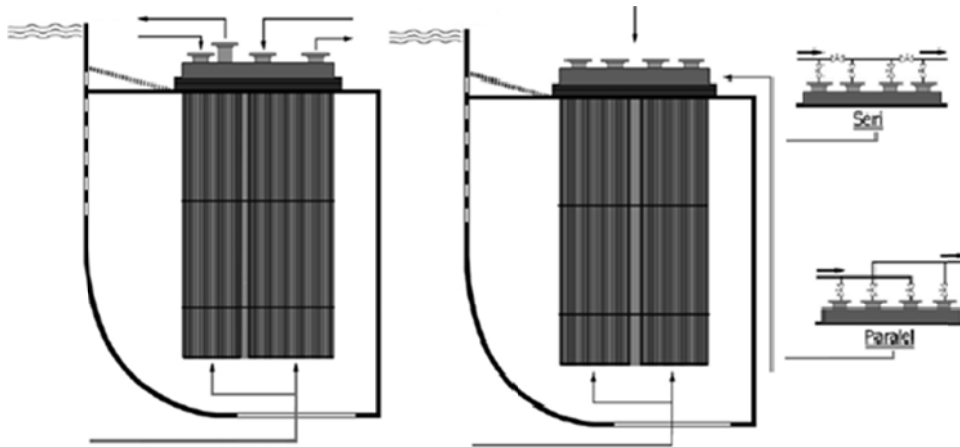
4.6 Sandık Tipi Soğutucu Çeşitleri

Nispeten küçük ısı değişimi ihtiyaçları halinde sandık tipi soğutucular yuvarlak şekilli yapırlar (Şekil 4.8). Ortalama 15 m² ve daha büyük ısı değişim alanı ihtiyaçlarında Şekil 4.7’ deki gibi, kare şekilli SS’ ler tercih edilir. Kare tipli SS cihazlarda, sandık soğutucuyu kinistin içine yerleştirebilmek ve boru boyunu kısaltmamak adına, demet içindeki boru boyları standart olmayan SS donanımlar da yapılabilir (Şekil 4.8).

İki farklı donanımı soğutmak için akla ilk gelen çözüm iki farklı SS kullanmaktır. Fakat eğer ısı değiştirme ihtiyaçları çok büyük değilse, bu iş için yeterli büyüklükte tek soğutucu uygulanabilir. Bu uygulamalarda soğutucunun sandık kısmına eklenen ayırma levhaları ile soğutulmak istenen iki akışkanın karışması önlenir. Benzer şekilde büyük bir ısı değişim miktarı için ihtiyaca cevap verebilecek iki SS de bağlanabilmektedir. Bu durumda bağlantı seri veya paralel olabilir (Şekil 4.9).



Şekil 4.8 Dairesel (solda) ve değişken boru boylu (sağda) SS cihazlar [9]



Şekil 4.9 SS bağlantı şekilleri [9]

4.7 Dış Yüzeyleri Kaplanmış Boru Kullanımı

SS üzerinde deniz suyu ile temas halinde olan tüm aksamlar, korozyon problemi ile karşılaşmamak adına deniz suyuna dirençli malzemelerden üretilmelidir. Ancak bakır alaşımı olan bu malzemeler, karbon çeliği olan tekne gövdesine temas ettiğinde veya yaklaştığında, karbon çeliği elektrokimyasal açıdan daha zayıf olduğundan, tekne gövdesi korozyon anlamında saldırıya maruz kalmış olur. Aynı durum, karbon çelik gövde yapısına sahip tekneler bronz pervanelerle sevk edildiğinde de ortaya çıkar ancak sandık tipi soğutucular, tekneye pervanelerden çok daha fazla yakındır.

Deniz suyuna temas eden aksamların kaplanmasındaki amaç, bahsedilen bu galvanik akımı durdurmaktır. Öte yandan bu kaplamalar canlı yapışmasını da azaltır. Genelde kullanılan kaplama malzemeleri termoset fenolik reçinelerdir. Ortalama 200 °C' de kaplanan reçinenin final kalınlığı en az 120 mikron seviyelerinde olmaktadır [9].



Şekil 4.10 Reçine kaplanmış (solda) ve kaplanmamış (sağda) SS cihazlar [9]

4.8 Titreşimler

Deniz suyu girişi için kinistin dibine ve yanlarına açılan ızgaralar civarında, türbülansın dolayısı ile yerel olarak titreşimler oluşabilir. Bu durumdan kaçınmak için, ızgaralardan içeri giren deniz suyunun akış yönü ile ızgaralar birbirine dik olması, ızgaralar ile boru demetleri arasında deniz suyundaki türbülansın düzelmesine yetecek kadar aralık bırakılması, SS ekipmanın rijidliğinin sağlanması için yeterince sağlam bağlanması, boru

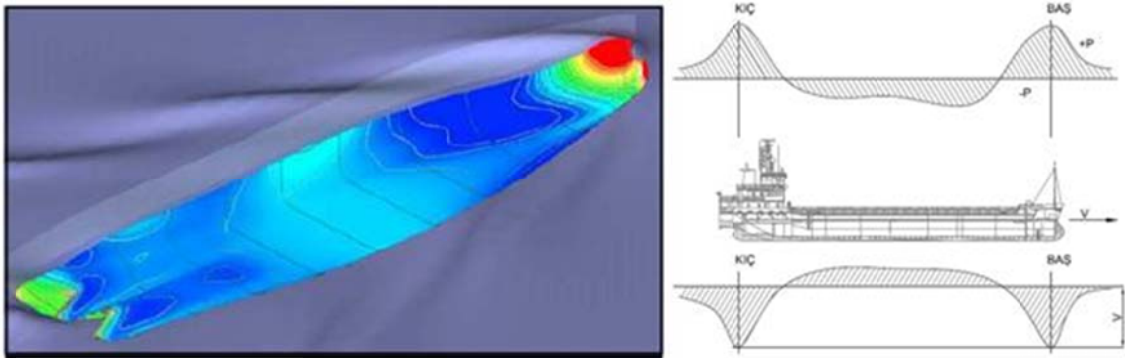
demetlerinin uygun yerlerine titreşimi önlemek için boruları birbirine bağlayan çerçeveler bağlanması gibi önlemler alınabilir.



Şekil 4.11 Titreşimleri engellemek için konmuş çerçeveler [9]

4.9 Sandık Tipi Soğutucuların Tekne Üzerindeki Yeri

Sandık tipi soğutucuların yapısal güvenliğinin sağlanması ve hizmetini tam olarak yerine getirebilmesi açısından tekne üzerinde nerede konumlandırılacağı önemlidir.



Şekil 4.12 Tekne etrafında hız ve basınç dağılımı [11]

Aslen SS kinistini teknenin baş veya kıç tarafına yakın olmamalıdır. Daha önce bahsedildiği gibi, türbülans durumu, kinistin içinde titreşime ve dolayısı ile gürültüye sebebiyet vermektedir. Kıç tarafta pervaneden dolayı, baş tarafta ise özellikle baş iticinin olduğu durumlarda yine aynı durum ile karşılaşılır. Ayrıca genel olarak gemilerin baş ve kıç bölgelerinde tekne etrafındaki akımın basıncı ve hızı kararsızdır. Basınçlar Şekil 4.13' de görüleceği üzere, teknenin baş ve kıç taraflarında yüksek ve ani değişken şekildedir. Dolayısı ile hız karakteristiği de buna benzerdir. Bu sebepten SS donanımların teknede, akışın daha kararlı olduğu orta noktalara yerleştirilmesi önerilir.

Kinistin, geminin meyilleri ve trimleri esnasında içerde hava küreleri kalmaması için su hattından yeterince aşağıda yapılmalıdır. Eğer böyle bir durumun oluşması ihtimali görülüyorsa, kinistine hava alma borusu ve valfi bağlanmalıdır ki bu neredeyse tüm klas kuruluşlarının gerekliliklerinden biridir.

Kinistin içine deniz suyu giriş çıkışını sağlayan ızgaraların dipte olanları giriş, geminin bordasında olanları ise ısınmış deniz suyunun çıkışı içindir. Bu ızgaralar bakım tutum dönemlerinde kolaylık sağlaması açısından menteşeli, sökölür takılır yapılabilir. Bunun dışında dip ızgara deliklerinin seyir doğrultusuna dik konumlandırılmaları önerilir. Bu şekilde yapılması, içeri gelen suyun hızının kırılmasını, dolayısıyla titreşimlerin azalmasını sağlar. Ancak çıkış ızgaraları da, seyir yönüne paralel yapılmalıdır. Isınmış deniz suyunun tekne seyrederken, dışarıdaki deniz suyuna karışması kolaylaşmış olur.

4.10 Sandık Tipi Soğutucuların Biyolojik Kirlenmeden Korunması

Deniz araçlarının ıslak dış yüzeylerine yapışıp büyüyen canlılar bir tabaka oluşturur. Bu tabaka teknenin toplam direncini arttırırken hızının azalmasına, aynı hızda daha fazla yakıt tüketimine sebep olur. Dolaylı yoldan hava kirliliği de yarattığı söylenebilir.

Aynı şekilde SS cihazlar da deniz suyunun içinde çalıştıklarından benzer bir durumla karşı karşıyadır (Şekil 4.13). Soğutucu üzerine yapışabilecek bu canlılar, ısıl performansı ciddi şekilde tehdit ederler. 1970' li yıllarda bu durum kalay içerikli boyalarla engellenmeye çalışılmıştı. Deniz canlılarında ağır zararlar doğuran kalay içerikli boyaların kullanımı önce 25 metreden daha kısa olan teknelerde sonra ise tüm teknelerde yasaklanmıştır. Günümüzde bazı ülkelerde üretimi dahi yasaklanmış olan bu tip boyalar yerine alternatif sistemler geliştirilmiştir.



Şekil 4.13 Kirlenmiş sandık tipi soğutucular [9]

En sık kullanılan yöntem bakır bazlı boyalardır fakat bu boyalar her tip deniz canlısının yapışmasını önleyememekte, kısıtlı bir etki sağlamaktadır. Özellikle az sefer yapan teknelerde ise, uygulandığında çok kaygan bir yüzey ortaya çıkan boyalar kullanılmaktadır. Bu kayganlık sayesinde deniz canlılarının yapışması zorlaşmakta, diğer yandan teknenin hız yapmasını da kolaylaştırmaktadır. Fakat tuzlu su etkisi ile boya bu özelliğini bir süre sonra kaybetmektedir. İnsanlar bu kirliliği önlemek adına mikroskobik dikenler içeren kaplamalar da denenmiştir. Ancak ıslak alan miktarını arttırdığından geminin toplam direncinin artmasına sebep olur.

Yapışan deniz canlıları sadece performans yönünden değil korozyon yönünden de deniz araçlarını negatif etkiler. Yapıştıkları alanda çok hızlı korozyon oluşur ve yapıştıkları sac incelmeye başlar. SS borularının reçine ile kaplanmış olması deniz canlılarının korozyon etkisini giderir ancak donanımın termal yeteneğini azaltır.

Özellikle kıyı alanlarda veya sığ sularda servis veren tekneler ya da operasyon esnasında belirli yerlerde uzun süreler bekleyerek çalışacak olan gemilerde SS ekipmanlarda için biyokirlilik önleyici tedbirlerin alınması gerekir.

Deniz suyu ile sürekli etkileşimli çalışan gemi donanımları için de biyolojik kirlenmenin önüne geçmek için çeşitli önlemler düşünülmüştür. Termal sistemler, gerekli sistemlerin, canlı mikroorganizmaların yaşayamayacağı kadar sıcak bir ortam yaratıp bu kirlenmenin önüne geçmeyi hedefler ancak konumuz olan sandık tipi soğutuculara böyle bir ısıtma yaratmak çok da mantıklı olmayacaktır. Kirlenme önleyici boyalar da kullanılabilir fakat bu boyaların içinde bulunan bakır iyonlarının çözülüp ortama karışması için yüksek akış hızları gerekmektedir. Kinistinlerde, özellikle de teknenin durduğu zamanlarda bu derece yüksek hızlar görülmediğinden fazla yararlı olmayacağı söylenebilir. Bu tip ekipmanların bakırdan yapılması da düşünülebilir. Böyle bir durumda bakır mikroorganizmalar için zehir özelliği taşıdığından bu canlıların uzak kalacağı düşünülebilir. Bu, deniz suyu ile etkileşimli olarak çalışan bakır malzemenin oksitlenmesine kadar var olabilecek bir etkidir. Ekipmanın yüzeyinde oksitlenme ile birlikte biyokirlilik de başlar. Tüm bu önlemlerin içinde daha verimli olabilecek potansiyele sahip olan sıkıştırılmış akım ile korumadır.

Kinistin içine, boru demetinin altına gelecek şekilde saf bakırdan üretilmiş anotlar yerleştirilir. Bu anotlar ile gemi bünyesi arasında akım uygulanır ki bu akım ile bakır deniz suyu içinde Cu^+ iyonu olarak çözünür. Bu iyonlar mikroorganizmalar için ölümcül ortam oluştururlar. Dolayısı ile kinistin içinde yaşayamazlar. Fakat Cu^+ iyonları uzun süre bu yapılarını koruyamazlar, kararsızdırlar. Kısa süre sonra kararlı Cu^{++} iyonu haline dönüşürler. Dolayısı ile çevreye sürekli bir zarar vermiş de olmazlar. Daha önce bahsedilen, bakır katkılı boyaların çevreye bakır salması da benzer reaksiyon sonucudur fakat burada belirli hızlarda salınım olması için dışarıdan etki ile güç beslemesi yapılır. Zira daha önce de bahsedildiği gibi kinistin içinde deniz suyu hızı buna yetecek seviyede değildir. Ayrıca bulunulan bölgeye göre beslenen akımın şiddeti ayarlanarak çözünecek olan bakır miktarı ayarlanabilir.

Güç beslemesi doğru akım kaynağından, 1 amper seviyesinde ve 12V gerilimle sağlanabilir. Doğru akım, alternatif akımdan dönüştürülerek de verilebilir [9].

Bu ortamda kinistine bağlanan çelik saclar da katot olmaktadır. Ancak anot çubukların eşit miktarda ve homojen olarak erimesini sağlamak adına çelik katotların da, anot çubuklara eşit uzaklıkta bağlanması gerekir.



Şekil 4.14 Sıkıştırılmış akımla korunan SS cihazlar [9]

ISI DEĞİŞTİRİCİ TİPİ ve BÜYÜKLÜĞÜ TAYİNİNDE MATEMATİK MODEL

Dünyadaki enerji ihtiyacı günden güne artarken, aynı şekilde kullandığımız enerjiyi elde ettiğimiz en büyük kaynak olan fosil yakıtlar da aynı hızla azalmaktadır. Maalesef yeni fosil yakıt kaynaklarının bulunması da bu denli hızlı olamamaktadır. İnsanoğlu bu yüzden yeni tür enerji elde etme yöntemleri arayışına eğilmiştir. Günümüzde, özellikle ülkemizde bunların en dikkat çekicisi rüzgar elektrik santrallerine olan yatırımın artışı da bu olgunun bir sonucudur.

Yeni enerji kaynakları arayışı artarken diğer yandan, eldeki enerjiyi en etkin şekilde kullanma çabaları da epey yükselmiştir. Örneğin yüzer araçlar için ana makine üreten firmalar, 15000 *kW* gücünde bir gemi makinesi için 1983 yıllarında spesifik yakıt harcamı değerini 205 *gr/kWh* gerçekleştirebilirken 2000' lere gelindiğinde bu değeri aynı güçte bir makine için 175 *gr/kWh* değerlerine çekmeyi başaramıştır [12].

Aynı şekilde enerji etkin operasyonlar arayışı dolaylı olarak, yakıt tüketicilerinin daha hafif olması amaçlı çalışmalara da hız vermiştir. Aynı mukavemet değerlerinde daha hafif malzeme ve alaşım arayışları, daha küçük hacimdeki motorlardan daha fazla güç eldesi, daha büyük gemilerde daha küçük direnç ve dolayısı ile daha küçük makine uygulanması fikirleri ortaya çıkmış, çıkmak zorunda kalmıştır.

Benzer şekilde, bu çalışmada aynı ısı transferi hizmetine karşılık hem ekonomik açıdan hem de ağırlık ve boyut yönünden daha küçük sonuçlar veren bir ısı değiştirici irdelenmektedir. Bu sayede, gemide kullanılan boru uzunluğu, valf sayısı, pompa sayısı azalacak, dolayısı ile gereken jeneratör gücü ve boyutları azalacaktır. Sistemin ekonomik yönü ilerleyen kısımlarda sunulacaktır. Bu kısımda yukarıda çalışma şekli

anlatılan ısı değıştiricinin, istenen ısı transferi miktarı için optimum boyutunun bulunması, borularının et kalınlıklarının, yerleşimlerinin ve birbirleri ile olan mesafesinin seçilmesi konularında çalışılacaktır.

Isı değıştiricinin optimum alanını bulmak için teknik ve ekonomik parametrelere dayanan boyutsuz bir E sayısı tanımlanmıştır. Bu E sayısı aynı zamanda ısı değıştiricilerin etkinliği değeri de dolaylı bir ifadesidir ve tüm ısı değıştirici tipleri için ortak bir tanımı vardır. Boyutsuz E sayısının eldesi için istenen ısı değıştiricinin etkinlik değeri NTU' ya göre türevi alınır. EK B' de E sayısının NTU' ya ve etkinlik değeri göre değışimi farklı ısı kapasite değeri için grafiklerle de sunulmuştur. En fazla net ekonomik kazanç için gerçeklenmesi gereken ısı transfer alanını veren NTU değeri bu boyutsuz sayı ile ve bu grafiklerle bulunabilmektedir [13].

Burada ısı değıştirici alanı seçiminde kullanılan ekonomik kazanç ifadesi, sıcak akışkandan soğuk akışkana transfer edilen ısıyı elde etmek için fırın ya da başka bir ısıtıcı kullanılması halinde harcanması gereken yakıt miktarı olarak düşünölmektedir. Gider olarak da o kadar yakıtı harcamak yerine kullandığımız sistemin maliyeti hesaba alınmaktadır. Bu durumda eşanjör yatırımı ile bu ısı transfer alanına sahip eşanjör ile elde edilecek yakıt tasarrufu arasındaki fark net ekonomik kazançtır. Bu yolla eşanjör tipleri ve mümkün olan ısı transfer alanlarının en karlı olanını seçmek veya herhangi iki tip arasında mukayese yapılabilir. Öte yandan ekonomik ömür boyunca tutarlı bir hesap yapmak için fonksiyonların bileşenleri arasına enflasyon değeri ve yakıt fiyatlarındaki oynamalar da alınabilir. Fakat bunlar sabit değeri olmadığından ekonomik ömür boyunca değışen her faiz ve enflasyon oranları için farklı optimum alan değeri alınacaktır. Kararsız değeri olan faiz ve yakıt fiyatlarının etkisini tahminin gücü oranında ortadan kaldıran bir Net Bugünkü Değeri terimi tanımlanmıştır.

SS sisteminde deniz suyunun çıkış sıcaklığı en azından tasarım ya da donanım seçimi aşamasında bilinmemektedir. Dolayısıyla analizlerde sadece giriş sıcaklıklarını kullanmamıza imkân veren $\varepsilon - NTU$ yöntemi ve boyutsuz E sayısı kullanılacaktır. Burada ε ısı değıştiricisinin etkinlik değeri gösterir ve (5.1) eşitliği ile hesaplanır.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (5.1)$$

Burada $\dot{Q}$ ısı değıştircideki gerçek ısı geçişini, $\dot{Q}_{max}$ mümkün olabilecek en fazla ısı transferini gösterir. Çevreye doğru ısı kaybının olmadığı kabul ile sıcak akışkanın verdiği ya da soğuk akışkanın aldığı ısılardan hesaplanabilir. $\dot{m}$ akışkan debisi, C_p akışkanın sabit basınç özėl ısısı t_g ve $t_$ giriş ve çıkış sıcaklıkları olmak üzere, gerçeklenen ısı geçişı (5.2) eşıtlığı ile ifade edilebilir.

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 c_{p1} (t_{1g} - t_{1}) = \dot{m}_2 c_{p2} (t_{2g} - t_{2}) \quad (5.2)$$

$$C_1 = \dot{m}_1 c_{p1} \quad (5.3)$$

$$C_2 = \dot{m}_2 c_{p2} \quad (5.4)$$

Mümkün olan en fazla ısı geçişı miktarı C_1 ve C_2 ısıl kapasite debilerinden küçük olanıyla sıcak ve soğuk akışkanların girişlerindeki sıcaklık farkının çarpımı ile bulunur.

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} (t_{1g} - t_{2g}) \quad (5.5)$$

$$\epsilon = \frac{\dot{m}_1 c_{p1} (t_{1g} - t_{1})}{C_{min} (t_{1g} - t_{2g})} = \frac{\dot{m}_2 c_{p2} (t_{2g} - t_{2})}{C_{min} (t_{1g} - t_{2g})} \quad (5.6)$$

Eğer iki akışkanın da ısıl kapasite debileri aynı ise etkinlik ifadesi (5.7)' deki gibi olur.

$$\epsilon = \frac{UA}{C_{min} + UA} \quad (5.7)$$

Bir ısı değıştircinin etkinliği o değıştircinin akış düzenine ve geometrisine bağlıdır. O sebeple farklı tip değıştirciler için etkinlik bağıntıları da farklıdır. Bu denklemler her tip cihaz için geliştirilmiş ve ortaya çıkan denklemlerin zėn olarak $U.A / C_{min}$ ifadesi içerdiği görülmüştür. Bu nicelik NTU Transfer Birim Sayısı olarak adlandırılmıştır [1].

$$NTU = UA / C_{min} \quad (5.8)$$

(5.8) eşıtlığında U ısı değıştircisinin toplam ısı transfer katsayısı, A ısı transfer yüzey alanı, C_{min} ise yukarıda bahsedilen C_1 ve C_2 değerlerinden küçük olanıdır. Dolayısı ile NTU değeri ısı değıştircinin alanının da bir ifadesidir.

5.1 Isı Değiştiricisinin Tip ve Alan Tayininde Ekonomik Analiz

Herhangi bir uygulama için kullanılacak ısı değiştiricinin tipini ve büyüklüğünü belirlemek için şöyle bir yaklaşım belirlenmiştir. Söz konusu eşanjör, ısı geri dönüşüm tesisinde kullanıldığında tesisten geri kazanılan atık ısıyı yani ısı değiştiricinin transfer edip tekrar kullanıma sunduğu ısıyı üretmek için alternatif bir ısıtıcı kullanılsa idi yakılacak yakıt masrafını maksimize ederken yatırım masrafını minimize etmeli böylece kar ve birim yatırım başına kar değerleri en üst seviyelere çıkmalıdır [13].

Bunun için ısı değiştiricilerin yatırım maliyetini, YM , ısı transfer alanına bölerek bulunan birim transfer alanı için gereken maliyet olarak Birim Yüzey Maliyeti değeri atanmıştır.

$$YM = BYM.A \quad (5.9)$$

(5.8) eşitliğindeki NTU ifadesinden A değeri alınıp (5.9)' da yerine yazılırsa;

$$A = \frac{NTUC_{min}}{U} \quad (5.10)$$

$$YM = BYM \left(\frac{C_{min}}{U} \right) NTU \quad (5.11)$$

Yatırım maliyetini ifade eden (5.11) eşitliğinin sağ tarafındaki bileşenlerden NTU dışında hepsi ısı değiştirici alanından bağımsız, sabit büyüklüklerdir. Birim yüzey maliyeti, C_{min} ısı kapasite debisi ve ısı değiştirici toplam ısı transfer katsayısı büyüklükleri herhangi bir ısı transfer alanına sahip herhangi tip bir ısı değiştirici için sabit büyüklüklerdir. Buradan hareketle, bu değerlerin kendi aralarında çarpımlarını temsil eden D değeri tayin edilmiştir.

$$D = BYM \left(\frac{C_{min}}{U} \right) \quad (5.12)$$

$$YM = DNTU \quad (5.13)$$

Transfer birim sayısı hesaplanan bir ısı değiştirici için birim yüzey maliyeti bilgisinin mevcudiyeti durumunda yatırım maliyeti (5.13) eşitliği ile hesaplanabilmektedir.

Bu noktada, seçilen ısı değiştirici tip ve alanının bize sağlayacağı ısı transfer miktarının, parasal değerini ölçmek gerekir. Bu ölçüm, transfer edilen miktarda ısıyı üretmek için

bir ısıtıcı kullanılması durumunda harcanması gereken yakıtın maliyeti ile yapılacaktır. Bu maliyet değeri Parasal Tasarruf olarak anılacaktır.

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{\min} \int_0^H (T_{h,g} - T_{c,g}) dt \quad (5.14)$$

Bir ısı değiştiricide, yıl içinde soğutucu akışkan giriş çıkış sıcaklıkları mevsimsel ya da başka sebeplerle değişebilir. Bu durumda, sıcaklıkların dengeli olduğu olduğu periyotlar için ayrı ayrı hesap yapıp bunların toplamını yıllık ısı transfer hızı olarak ele almak gerekir. Burada H yıl içinde ısı değiştiricinin hizmet verdiği toplam süreyi temsil eder.

Yıllık transfer edilen ısının yakıt harcanarak elde edilmesi durumunda, bu yakıtın mali değeri (5.15) eşitliği ile tanımlanmıştır.

$$PT = \varepsilon C_{\min} F \left(\frac{3600}{Hu\eta} \right) \int_0^H (T_{h,g} - T_{c,g}) dt \quad (5.15)$$

(5.15) eşitliğinde F kilogram başına yakıt fiyatını, Hu kullanılan yakıtın kilogram başına alt ısı değerini, η ise ısı üreticisinin genel verimini sembolize eder. Bu eşitlik ile bir yıl için sağlanan parasal tasarruf değerini elde edebiliriz.

Bu tasarruf değiştirici cihazın ömründe her yıl sağlanacağından; bu miktarı üniform ve periyodik olarak yapılmış tasarruflar olarak sayabiliriz. Ekonomik ömür boyunca yapılacak bu tasarrufların toplamının; bugünkü değeri (5.16) eşitliği ile bulunabilir.

$$TPT = \left[\varepsilon C_{\min} F \left(\frac{3600}{Hu\eta} \right) \int_0^H (T_{h,g} - T_{c,g}) dt \right] \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right] \quad (5.16)$$

(5.16) eşitliğinin ikinci çarpanı bugünkü değer faktörü olarak adlandırılmıştır.

$$BDF = \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right] \quad (5.17)$$

$$TPT = BDF \varepsilon C_{\min} F \left(\frac{3600}{Hu\eta} \right) \int_0^H (T_{h,g} - T_{c,g}) dt \quad (5.18)$$

$$TPT = BDF.PT \quad (5.19)$$

(5.18)' de ε etkinlik değeri hariç tüm bileşenler ısı değiştirici tipinden ve transfer alanından bağımsız değişkenlerdir. Bunlar B gibi bir sabit katsayı altında toplanmıştır.

$$B = BDFC_{\min} F \left(\frac{3600}{Hu\eta} \right) \int_0^H (T_{h,g} - T_{c,g}) dt \quad (5.20)$$

$$TPT = B\varepsilon \quad (5.21)$$

Toplam parasal tasarruf ile yatırım maliyeti arasındaki farkın en fazla olduğu noktada yapılacak eşanjör tipi ve ısı transfer alanı seçimi kullanıcıya maksimum kazancı getirecektir. En avantajlı seçim bu olacaktır.

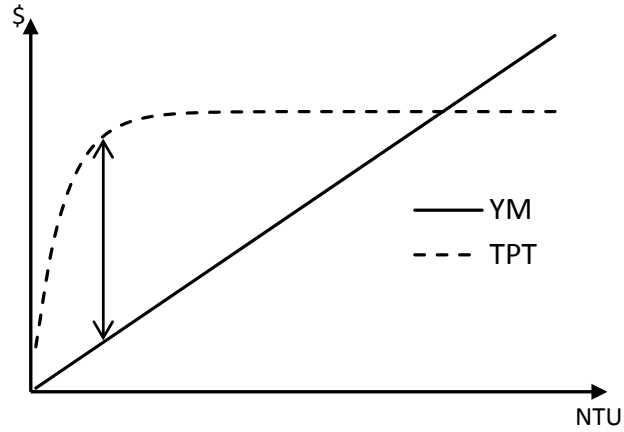
Yatırım maliyeti D gibi bir sabite ve bir de transfer birim sayısına bağlıdır. D değerinin ısı değişim alanından bağımsız olduğundan daha önce bahsedilmişti. Yatırım maliyeti açısından eşitlikte (5.11) alana bağlı olan tek bileşen transfer birim sayısıdır. Transfer birim sayısı formülünden de (5.8) görülebileceği üzere, ısı transfer alanı arttıkça transfer birim sayısı değeri artacak ve dolayısı ile aynı şekilde yatırım maliyeti de alana bağlı olarak lineer şekilde artacaktır.

(5.21)' de ise toplam parasal tasarruf, sabit bir B ve değiştirici etkinliği olan ε değeridir. Buradaki B değerinin alandan ve cihaz tipinden bağımsız olduğundan bahsedilmişti. Yani toplam parasal tasarrufu alana bağlı olarak etkileyen tek bileşen ε etkinlik değeridir. EK B' de sunulmuş olan grafiklerden de görülebileceği gibi, etkinlik değerinin transfer birim sayısına göre değişimi transfer birim sayısına paralel olarak önce hızla artan transfer birim sayısı büyüdükçe de bu artış hızını kaybeden ve artık değişmeyen bir karakter göstermektedir. Birbirleri ile üstel olarak ilişkilidirler.

Amaç toplam parasal tasarruf ve yatırım maliyeti değerleri arasındaki farkı maksimum yapan transfer birim sayısı değerini bulmaktır. Bu iki fonksiyonun transfer birim sayısına göre değişimini gösteren eğrilerle ifade edecek olursak iki eğrinin birbirleri ile aralarındaki mesafe kullanıcıya net karı verecektir. Dolayısı ile iki eğrinin birbirine en uzak oldukları noktayı bulmak gereklidir [13].

Şekil 5.1' den görülebileceği üzere, toplam tasarruf ile yatırım maliyeti eğrilerinin aralarındaki en büyük mesafe farkı iki eğrinin eğimlerinin yani doğrultularının aynı

olduğu transfer birim sayısı değerinde meydana gelmektedir. Eşitliklerin birinci türevlerinin o eşitliğin eğimini verdiğini biliyoruz. Burada yatırım maliyeti ve toplam parasal tasarruf denklemlerinin alana bağlı tek bileşenleri olan NTU sayısına göre birinci türevleri alınırsa, bu denklemlerin eğimleri bulunmuş olur. Birinci türevlerini yani eğimlerini birbirine eşitlersek, o noktada iki denklemin birbiri arasındaki farkın maksimum olduğu dolayısı ile net karın da en fazla olduğu NTU noktasını elde ederiz.



Şekil 5.1 Yatırım maliyeti ve toplam parasal tasarruf eğrileri genel görünüşü [13]

$$\frac{d(TPT)}{d(NTU)} = \frac{d(YM)}{d(NTU)} \quad (5.22)$$

$$\frac{d(TPT)}{d(NTU)} = \frac{B.d\epsilon}{d(NTU)} \quad (5.23)$$

$$\frac{d(YM)}{d(NTU)} = D \quad (5.24)$$

(5.23) ve (5.24) eşitliklerinin birbirine eşitlenmesi ile sabit ve boyutsuz bir sayı ortaya çıkmaktadır. Bu değer E ile ifade edilmiştir.

$$D = \frac{B.d\epsilon}{d(NTU)} \quad (5.25)$$

$$E = \frac{d\epsilon}{d(NTU)} = \frac{D}{B} \quad (5.26)$$

$$E = \frac{D}{B} = \frac{BYMHu\eta}{BDF3600UF \int_0^H (T_{h,i} - T_{c,i}) dt} \quad (5.27)$$

(5.27) eşitliği tüm ısı değıştirici türleri için kullanılabilir. Aynı zamanda E etkinliğin bir ifadesidir. Ekonomik analiz için kullanılan bu metodoloji ve eşitlikler İsmail TEKE' nin "Determining the best type of heat exchangers for heat recovery" adlı çalışmasından alınmıştır. EK A' da farklı tip eşanjörler için E boyutsuz sayısının ısıl kapasite debisi oranlarına ve transfer birim sayısına bağılı formülleri sunulmuştur.

5.2 Sandık Tipi Soğutucu Alan Tayini ve Diğer Boyutlandırmalar

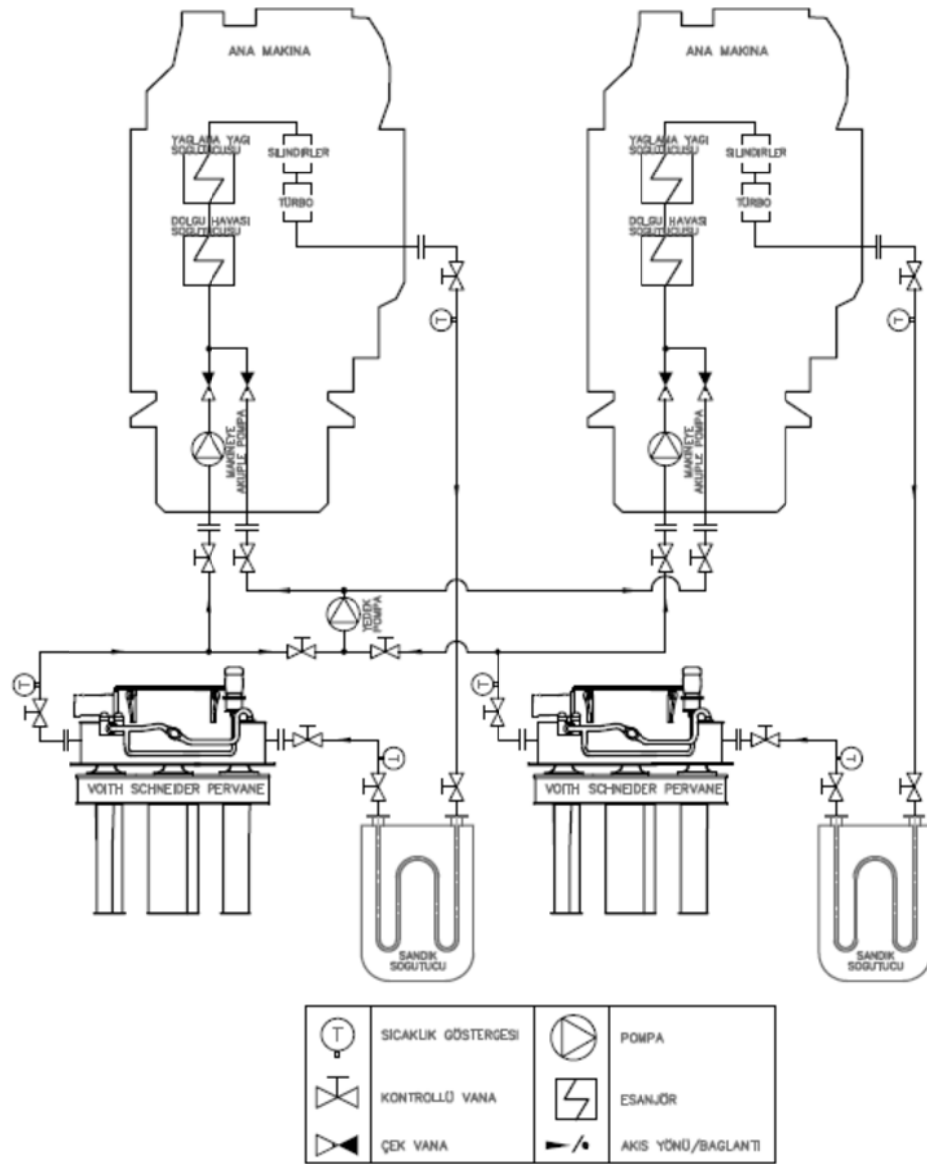
Örnek bir gemi olarak genelde İstanbul Boğazı çevresinde çalışacak, ihtiyaç halinde bazen Karadeniz kıyılarına, bazen de Marmara Denizi içinde Çanakkale Boğazı civarlarına kadar inecek olan 1000 d/d, 2x2652 kW güçte ana makinelere sahip traktör tipi bir eskort römorkörü ele alınmıştır. Tanımlanan matematik modeli ve bu kısma kadar sunulan verileri kullanarak, optimum bir SS geliştirilecek ve bu SS, normalde örnek teknede bulunan ve hizmet veren SS cihazlarla, boyut ve performans açısından karşılaştırılacaktır. Ayrıca bu sistemin kullanıldığı ve klasik borulu ya da plakalı eşanjörlerin kullanıldığı iki soğutma sistemi ekonomik anlamda karşılaştırılacaktır.

SS sistemi bahsedilen özellikleri ile temelde GBE ile aynı yapıya ve çalışma şekline sahiptir. Tekne içindeki donanımı taşıyan kutu içinde borular bulunmakta ve giriş ve çıkış açıklıklarından deniz suyu giriş çıkışı sağlanır. Bu sebeple termal hesaplarda GBE ile benzer kabuller yapılacak, ısı değıştirici tipine göre değışiklik gösteren eşitliklerden GBE' ler için türetilmiş olanları kullanılacaktır.

Bu römorkörün ana makinesini soğutmak için kullanılan SS aynı zamanda VSP tipi sevk sistemini de soğutmaktadır. Makinenin soğutulması için HT ve LT olarak iki ayrı sistem mevcuttur ve bu iki sistem makinenin içinde sirküle edilmektedir. Ana makine üzerinde tek bir soğutma suyu girişı olup, soğutma suyu önce dolgu havasını ve yağlama yağına soğutur, bu esnada bir seviyeye kadar ısınır, ardından silindirler ve türbonun soğutulması için buralara sevk edilir. Soğutma suyunun bu çevrimi Şekil 5.2' de verilmiştir. Buradan sonra da ana makineyi terk edip SS cihaza bağlanır.

Daha önce tanıtılmış olan termik model Şekil 5.2' deki gibi bir soğutma devresine hizmet verecek bir SS tasarlamak için kullanılacaktır. Bu durum için modele yapılacak girdiler Çizelge 5.1' de verilmiş, bu verilerin kabulleri şöyle yapılmıştır. Ana makinenin

üzerinde bulunan soğutma suyu pompası, ana makinenin üreticisi tarafından, birlikte çalışacağı Voith Schneider tipi pervane ve yangın pompası ile birlikte çalışacak şekilde seçilir. Bu seçim için gerekli bilgiler üreticiye önceden verilir. Örnek olarak bizim ele aldığımız sistemde ana makine soğutulmak üzere, soğutma sistemine saatte $34,1 \text{ m}^3$ su gönderecektir. Gönderilen bu soğutma suyunun sıcaklığı ortalama 85°C civarında olacaktır. Buradaki sıcak akışkan tatlı su olup, özgül ısı $4186 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$, soğutucu akışkan olan deniz suyununki ise, 20 gr/kg tuzluluk oranında $4079 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$ alınmıştır [14], [15].



Şekil 5.2 Örnek tekneye uygulanan sandık tipi soğutuculu soğutma çevrimi

Deniz suyunun sisteme giriş sıcaklığı, Marmara Denizi ortalaması olarak, biraz da kötümser bir yaklaşımla, 32°C olarak atanmıştır. SS birim ısı transfer alanını üretmek

için harcanacak miktar da yine kötümser bir yaklaşımla 315 \$/m² olarak belirlenmiştir. Ve bu eşanjörün toplam ısı transfer katsayısı için 1200 W/m²°K tayin edilmiştir.

Çizelge 5.1 Seçilen örnek gemiye göre model parametrelerinin belirlenmesi

ALGORİTMAYA YAPILACAK GİRDİLER	ATANAN DEĞER
Sıcak akışkan debisi - $\dot{m}_h$	34100 [kg/h]
Soğutucu akışkan debisi - $\dot{m}_c$	329508 [kg/h]
Sıcak akışkan giriş sıcaklığı - $T_{h,g}$	85 [°C]
Soğutucu akışkan giriş sıcaklığı - $T_{c,g}$	32 [°C]
Sıcak akışkan özgül ısı - $C_{p,h}$	4186 [J/kg°K]
Soğutucu akışkan özgül ısı - $C_{p,c}$	4079 [J/kg°K]
Eşanjör birim yüzey maliyeti - BYM	315 [\$/m ²]
Yerine kullanılacak yakıtın alt ısı değeri - H_u	42705,36 [kJ/kg]
Yerine kullanılacak yakıtın fiyatı - F	0,35 [\$/kg]
Yerine kullanılacak ısıtıcının verimi - η	0,85 [-]
Yıllık çalışma süresi [Saat] - H	960 [Saat]
Yatırım ömrü [Yıl] - n	15 [Yıl]
Eşanjör toplam ısı transfer katsayısı - U	1200 [W/m ² °K]
Yıllık enflasyon - i	0,2 [-]
Sandık içinde deniz suyu hızı - v	0,1 [m/s]
Sandık boyu - M	2,0 [m]
Sandık eni - N	0,45 [m]

Sistemin 15 yıl süreyle yılda ortalama 960 saat çalışacağı tahmin edilmektedir. Transfer edilen ısı miktarının parasal değerini bulmak için o kadar ısıyı yakıtla üretebileceğimiz bir fırın kullandığımızı varsaymıştık. Bu fırının verimi 0,85 ve kullanılacak yakıtın fiyatının 0,35 \$/kg ve alt ısı değerinin de 42705,36 kJ/kg olduğu düşünülmüştür. Yıllık enflasyon 0,2 tahmin edilmiştir.

Çizelge 5.1' deki soğutucu akışkan debisi tahmin edilen sandık ebatlarından ve deniz suyu hızından (5.28) eşitliği ile hesaplanacaktır.

$$\dot{m} = Av\rho \quad (5.28)$$

Burada $\dot{m}$ kütleli debi, A akışın gerçekleştiği kesit alanı, v ise akış hızını temsil etmektedir. Marmara denizinde su yoğunluğu 1017 kg/m³ alınmıştır.

Bunun için bir pompa kullanmayacağımızdan kinistin içindeki akış hızını ve sandık tipi soğutucunun yaklaşık boyutları ile içine sığabileceği kinistin ölçüsü tahmin etmek

gerekir. Optimum alan hesabından sonra tahmin edilen kinistin ölçülerini, SS ebatları ile karşılaştırıp, donanımın kinistin içine sığıp sığamayacağı kontrol edilmeli, aksi bir durumda hesaplar yeni bir ölçü tahminiyle yenilenmelidir. İlk anda aynı işi yapan SS donanımlarla karşılaştırılarak örnek projemizdeki kinistin boyunun 2 m ve enininse 0,45 m olacağı öngörülmüştür. Bu kabullerle, optimum alan için algoritma uygulanmıştır.

Belirlenen parametrelerle, optimum alan ve diğer gerçekleştirilecek değerler Çizelge 5.2' deki gibi bulunmuştur. Ayrıca, Çizelge 5.2' de örnek teknede aynı iş için kullanılan SS cihazın da gerçekleştirdiği değerler karşılaştırılmıştır. Örnek gemideki sistemin, sıcak akışkan debisi ve giriş sıcaklığı, sıcak ve soğuk akışkanların özgül ısıları, soğutucu akışkan giriş sıcaklığı, birim yüzey maliyetleri, yatırım ömrü ve çalışma süresi değerleri, modeli çalıştırırken aynen alınmıştır. Toplam ısı transfer katsayısı değeri, tasarım aşamasında özellikle akış hızlarının tam olarak bilinmemesinden dolayı, benzer başka çalışmalarda alınan değerlere göre öngörülmeye çalışılmıştır. İlerleyen kısımlarda da toplam ısı transfer katsayısı değişimine göre transfer edilen ısı miktarı ya da optimum alan değerlerinin değişimi grafiksel olarak sunulacaktır.

Çizelge 5.2' deki sonuçlar irdelendiğinde, aynı sistem için gerçekte kullanılmış olan sandık tipi soğutucunun yatırım maliyeti daha az gibi görünse de değiştirdiği ısının bugünkü parasal değeri ve bu ikisinin farkı olarak yarattığı net kar değeri daha azdır.

Çizelge 5.2 Modelden alınan performans verileri ve örnek gemi ile mukayese

Sandık Tipi Soğutucu Performans Eldeleri	Hesap Edilen	Örnek Gemi
C_{min}	39650,72 [kW]	---
C_{maks}	373350,87 [kW]	---
C_r	0,11 [-]	---
Bugünkü değer faktörü - BDF	4,675	---
Transfer birim sayısı - NTU	4,05 [-]	---
E	0,0318 [-]	---
Etkinlik - ε	0,9317 [-]	---
Optimum alan	133,95 [m ²]	107,6 [m ²]
Transfer olan ısı miktarı - $\dot{Q}$	1958,03 [kW]	1830 [kW]
Sıcak akışkan soğutucudan çıkış sıcaklığı - $T_{h,o}$	35,6 [°C]	39,6 [°C]
Yatırım masrafı - YM	42192,76 [\$]	33894 [\$]

Toplam parasal tasarruf - TPT	305059,45 [\$]	280712,97 [\$]
Net kar - NK	262866,69 [\$]	246818,97 [\$]

Önerilmesi gereken biraz daha büyük bir SS olup, net kar maksimize edilmeliydi. Ele alınan örnek gemide, 2 adet jeneratörü soğutan 2 soğutuculu bir çevrim ve çekme vinci ile havalandırma ünitesine hizmet eden bir soğutuculu çevrim daha vardır. Buradan elde edilecek olan 128,03 kW fazladan ısı değiştirme kapasitesi, jeneratörlerin soğutulmasına yetmese de, çeki vincinin ve havalandırma sisteminin soğutulmasına kâfi gelebilirdi. O iş için tedarik edilen SS ihtiyacı böylece ortadan kalkmış olurdu.

Örnek teknedeki TPT değeri (5.29) ile hesaplanmıştır.

$$TPT = BDF \left(\frac{3600}{Hu\eta} \right) FH\dot{Q}10^3 \quad (5.29)$$

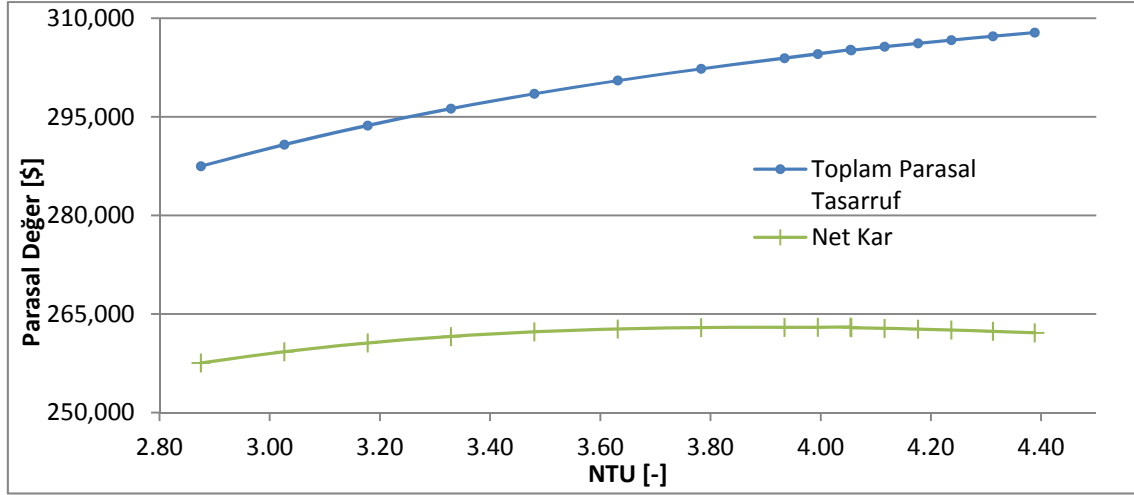
Burada $\dot{Q}$, SS donanımın kW cinsinden, birim zamanda değiştirdiği ısı miktarıdır ve (5.14) eşitliği ile elde edilmiştir. Çizelge 5.2’ de sunulan etkinlik ε değeri Ek B’ de ve (5.30)’ da verilmiş olan, tek gövde geçişli GBE’ ler için etkinlik ifadesi ile bulunmuştur.

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + \sqrt{1 + C_r^2} + \frac{1 + \exp \left[-NTU \sqrt{1 + C_r^2} \right]}{1 - \exp \left[-NTU \sqrt{1 + C_r^2} \right]} \right\}^{-1} \quad (5.30)$$

Bu yolla elde edilen alan değerinin Şekil 5.1’ deki NTU-TPT grafiğinin neresinde olduğunu gösteren Şekil 5.3 sunulmuştur. Algoritmanın önerdiği NTU değeri 4,05’ de net kar en yüksektir. Bundan daha büyük bir eşanjör ile daha fazla ısı transferi ve dolayısı ile daha fazla tasarruf sağlanabilir ama yatırım maliyeti net karı azaltacaktır.

Algoritmadan elde edilen ve daha önce sunulmuş bilgilere göre, alanı bulduğumuz optimum alan değerine eşit olan bir SS boyutlandırmamız gerekecektir. Boru demetleri için, kolayca tedarik edilebilecek malzeme ve ebatlarda boru kullanımı düşünülmelidir. Zor bulunan bir malzeme ya da özel olarak üretilmesi gereken ölçüler tasarım aşamasında kullanılırsa, birim yüzey maliyeti ve dolayısı ile yatırım maliyeti artacak, net kar değeri azalacaktır. Bu yaklaşımla, burada da, boru malzemesi olarak özellikle akışkanlardan birinin deniz suyu olduğu operasyonlarda, ısı değiştiricilerde sıklıkla kullanılan, CuZn20Al2 alüminyum pirinci kullanılacaktır. Bu malzemenin, kullanılması

mümkün olan diğer malzemelere göre ekonomiklik, ısı iletim katsayıları, standart olarak seri üretilen ölçüleri, mukavemet değerlerine göre kıyaslanması sonucu, böyle bir uygulama için uygun bir seçim olduğu görülmektedir [16], [17].

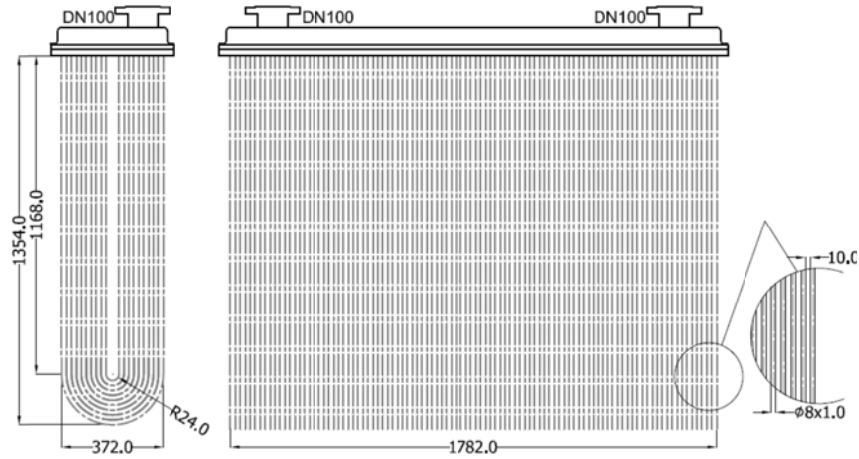


Şekil 5.3 SS donanımının NTU-TPT-NK grafiğinde yeri

Kullanılacak boruların dış çapının 8 mm, et kalınlığının ise, 1 mm değerinde olması düşünülmektedir. Örneklerinde de benzer ebatlarda boru kullanılmaktadır. Bu ölçülerdeki borunun 1 metresinin dış alanı 50265,482 mm² hesap edilmiştir. Bu durumda bize gereken 133,95 m² alan için, 2664,85 m boru gerekir. SS boruları arası mesafenin sıg ve kirli sularda çalışma ihtimali düşünülerek, ayrıca TEMA' ya göre [6] iki boru arası mesafenin, boru dış çapının 1,25 katı olması tavsiye edilmektedir, 10 mm olarak planlanmıştır. Isı değiştiricilerin boruları U şeklinde demetler olarak yapılacaktır. Bu U demetinin bükülme yarıçapı için de belirli kıstaslar mevcuttur. Genceli [3]' te kıvrım yarıçapının, boru dış çapının 2,5 katı kadar alınmasını önermektedir. Denizcilikte kural koyucu kuruluşlar tarafından borular içinde akış hızları da kısıtlanmıştır. Ayrıca soğutulacak donanımdan soğutucuya sıcak akışkan nakleden boruların çaplarının seçimi de sandık üzerindeki giriş çıkış flençlerinin boyutlarını etkileyecektir. Denizcilikte kural koyucu ve denetleyici kurumlar bu borular içindeki akış hızlarının 2,0-2,5 m/s olması konusunda uyarmaktadırlar. Donanım üzerindeki giriş çıkış çaplarının seçimi buna göre yapılacaktır. Bu datalarla SS Şekil 5.3' deki gibi modellenmiştir.

Optimum alan ve bahsedilen diğer kıstaslarla Şekil 5.4' teki gibi tasarlanmış olan soğutucuda en az kıvrım yarıçapı 24 mm olan ve diğerleri borular arası mesafeye göre

büyüyen enine 12 sıra boru kullanılmıştır. Boyuna ise, 100 sıra vardır. Bu 100 sıranın her birinde 12 adet boru bulunmakta ve bunların toplam boyları 26,659 m olmaktadır. Bu tek sıra kangallardan ekipmanda 100 adet olduğundan toplam boru boyu, 2665,9 m' dir. Bu da yukarıda hesaplanmış olan 2664,85 m gerekli alan değerini karşılamaktadır.

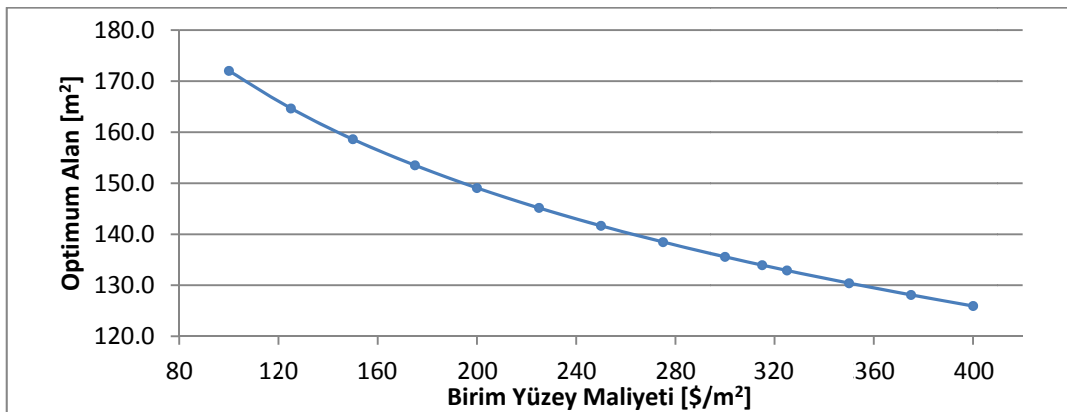


Şekil 5.4 Modellenen sandık tipi soğutucu

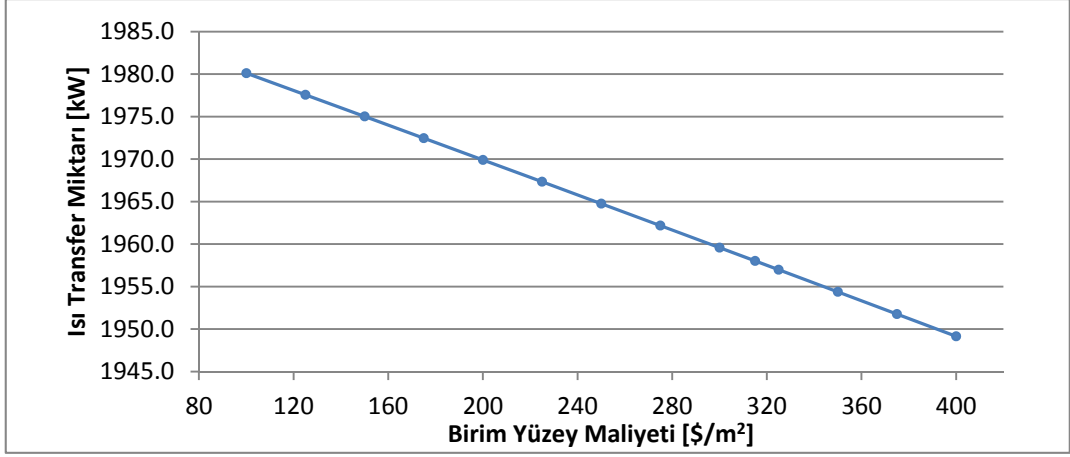
5.3 Parametrelerin Tasarıma Etkileri

Modeldeki birçok girdinin SS tasarıma nasıl etkilediğini görmek için, bazı parametreler değiştirilmiş ve sonuçları nasıl etkilediği izlenmiş ve bazı grafikler oluşturulmuştur.

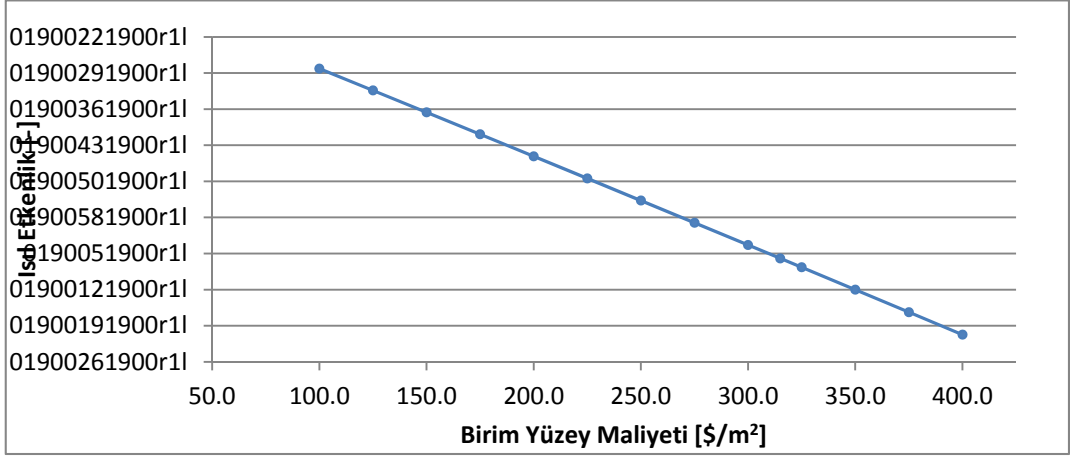
Soğutucu donanımın tasarımında ekonomik etkenleri araştırmak adına önce SS' nin birim yüzey maliyeti değerlendirilmiş, BYM' deki değişimlere göre, en üst net karı veren alan, transfer edilebilecek ısı, etkinlik ve net karın en çok olduğu bu durumlarda elde edilen tasarruf ve yatırım maliyeti değerlerindeki reaksiyonlar sunulmuştur.



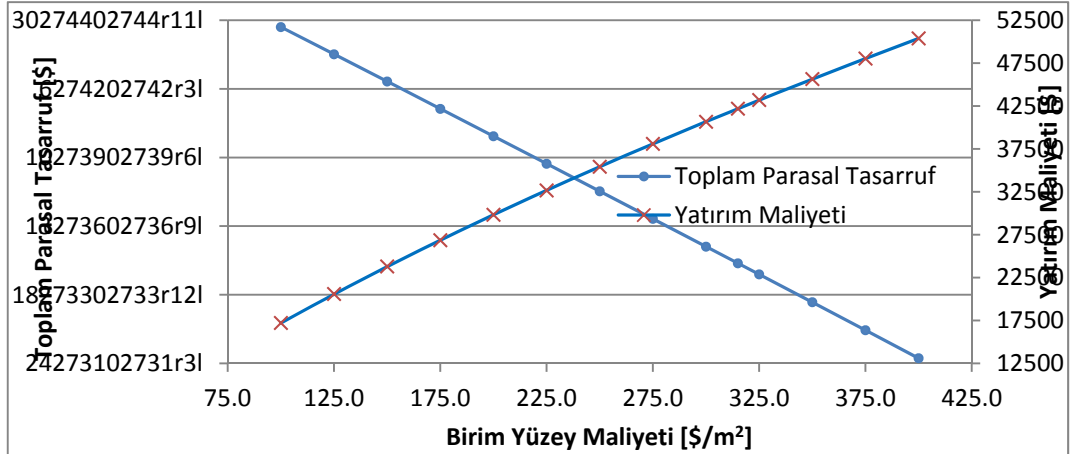
Şekil 5.5 BYM/Optimum Alan ilişkisi



Şekil 5.6 BYM/Isı Transfer Miktarı ilişkisi



Şekil 5.7 BYM/Etkinlik ilişkisi

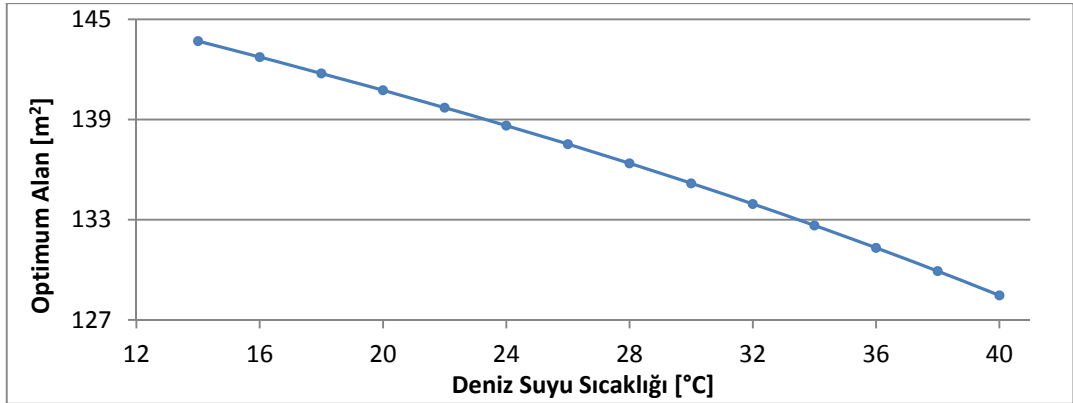


Şekil 5.8 BYM/TPT ve YM ilişkisi

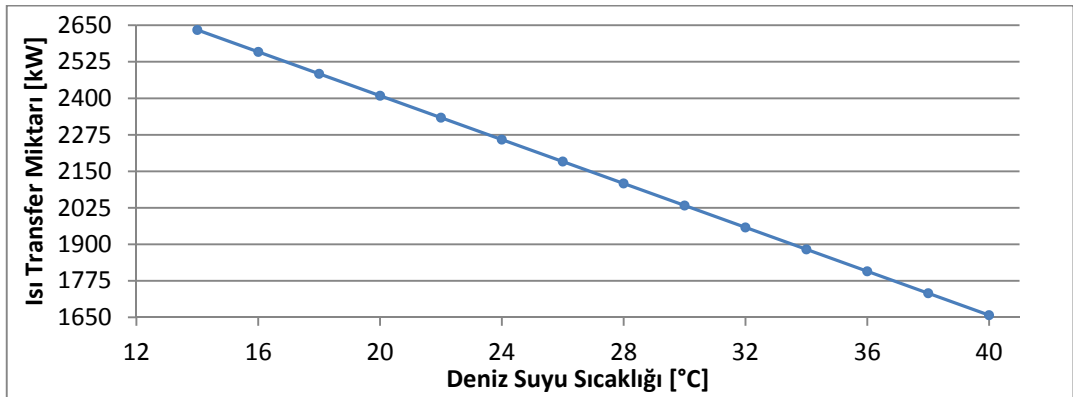
Birim yüzey için harcanan para azaldıkça, sistemde teçhiz edilebilecek ısı değiştirici alanı arttırılabilmektedir. Bu alan artışından kaynaklanacak ilk yatırım bedeli, işlem

sonunda elde edilecek net karı azaltmayacak aksine arttıracaktır. Buradan, böyle sistemlerin tedarik edilmesinde harcanan paraların azaltılabilmesinin, operasyonlarımıza ne denli esneklik kazandıracağı açıkça görülebilir. Bu maliyetlerin azaltılması için yapılabileceklerin başında, bu soğutucuların ülkemizde üretilmesi gösterilebilir. Şu an yurt içinde üretilen projelerde, bu sistemler, yurt dışından tedarik edilmekte, sistemin kendi maliyetinin dışında daha başka birçok maliyet ortaya çıkmaktadır. Diğer seçenekler olarak, daha kolay malzeme işleme tekniklerinin ya da işlenebilen malzemeler keşfetmek, seri üretime geçmenin yollarını bulmak sayılabilir. Ayrıca yüzey maliyetinin azalmasıyla aynı fiyata daha çok alanlı sistemler alınabilir ve bu da belki alan artışından kaynaklı, ilk yatırım bedelinin artışı anlamına gelir ama, transfer olan ısı da artacağından tasarruf edilen para ve net kar da yükselmektedir.

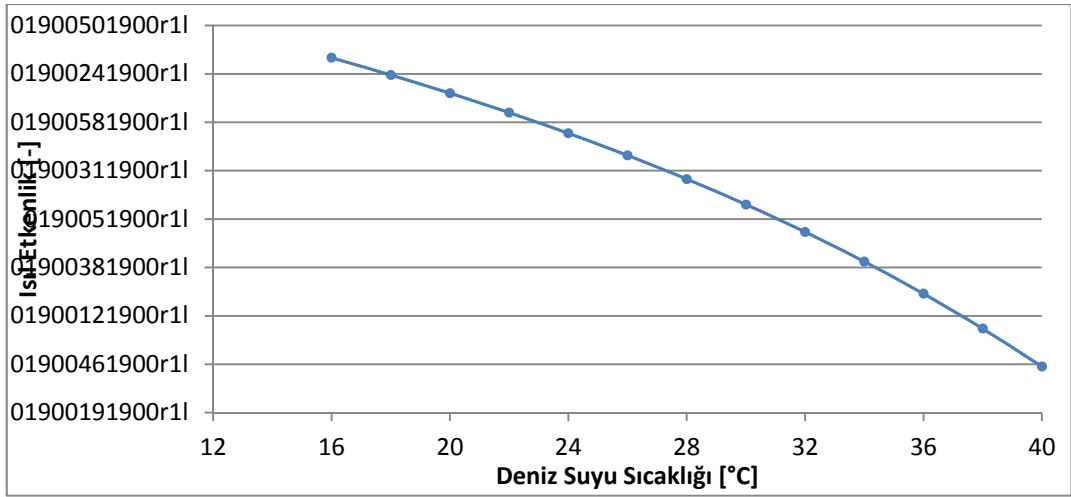
Benzer şekilde, belli bir proje için SS seçimi öncesi önemsenmesi gereken başka bir değer, hedef bölgedeki ortalama deniz suyu sıcaklığıdır.



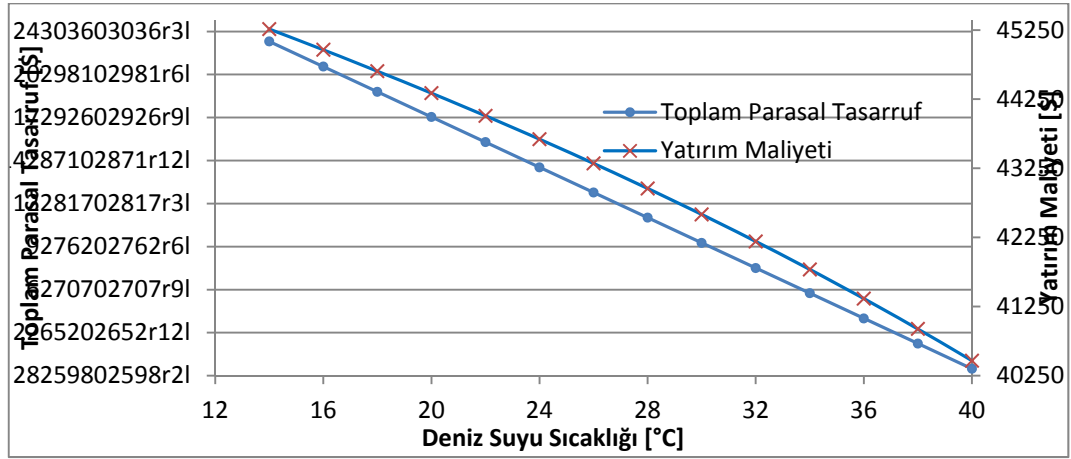
Şekil 5.9 Deniz Suyu Sıcaklığı/Optimum Alan ilişkisi



Şekil 5.10 Deniz Suyu Sıcaklığı/Isı Transfer Miktarı ilişkisi

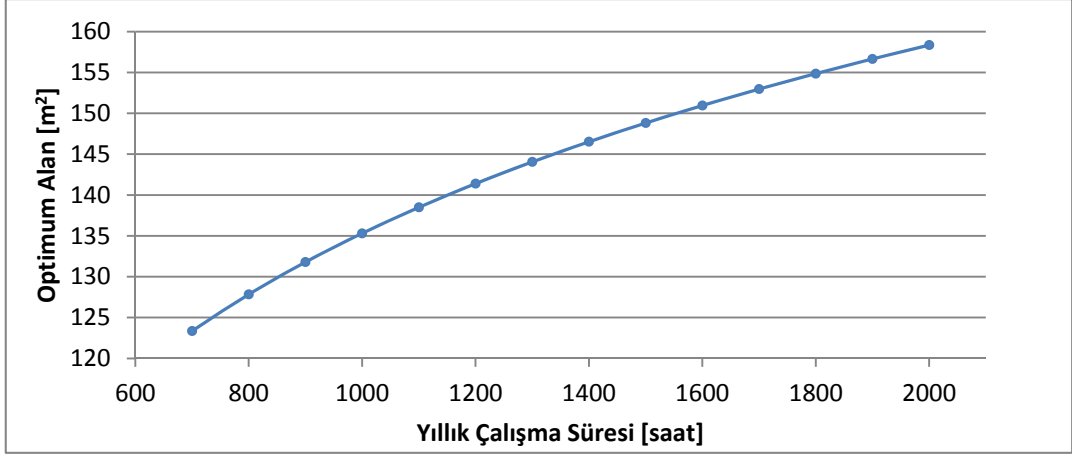


Şekil 5.11 Deniz Suyu Sıcaklığı/Etkinlik ilişkisi

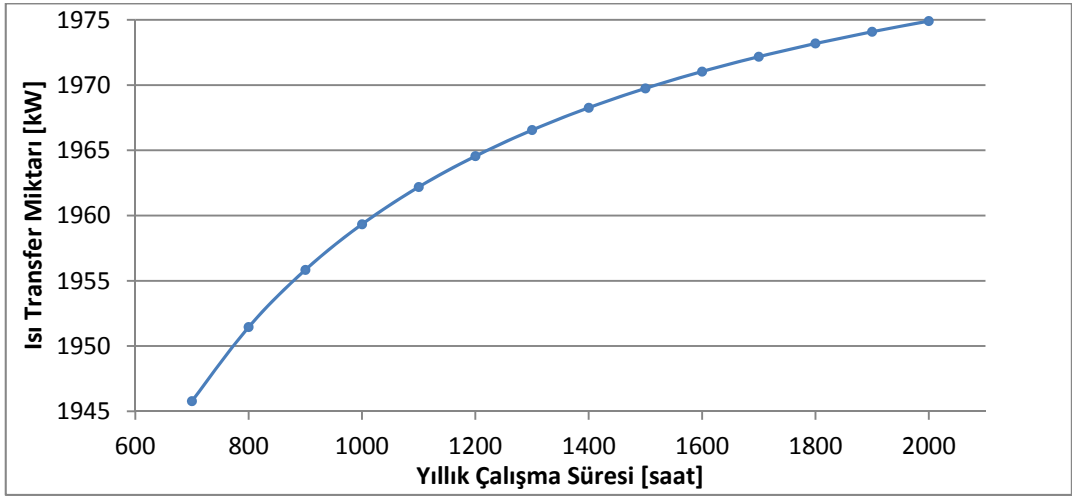


Şekil 5.12 Deniz Suyu Sıcaklığı/TPT ve YM ilişkisi

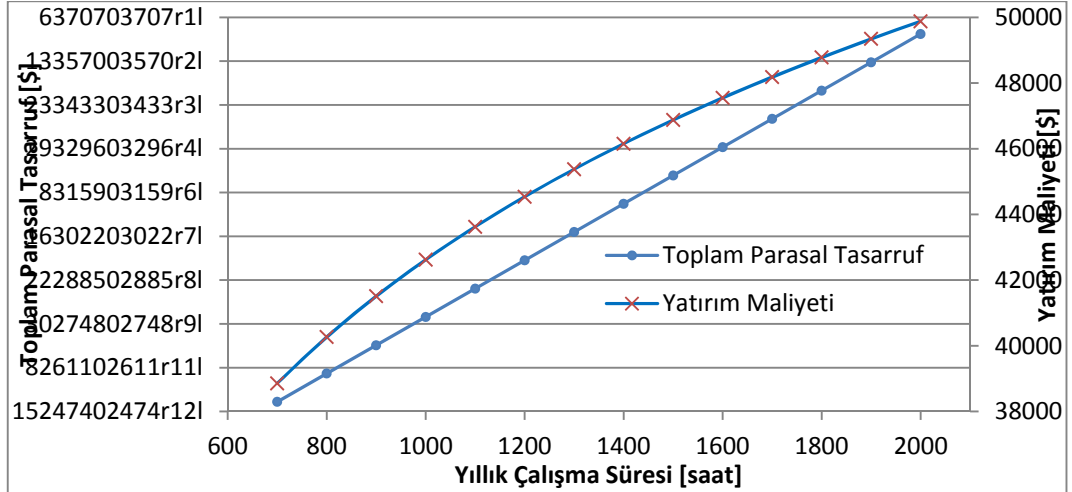
Grafiklerden izlenebileceği gibi, özellikle devamlı aynı bölgede çalışacak teknelerde, deniz suyu sıcaklığı önceden ele alınmalıdır. Zira boşuna fazladan ilk yatırımı arttırıp, gereksiz büyük bir sistem kurulabilir. Farklı açıdan bakmak gerekirse, bir teknede farklı ısı transferi hizmetleri için ayrı eşanjörler kullanılması yerine, özellikle deniz suyu sıcaklığının düşük olduğu bölgelerde, bir sandık tipi soğutucunun alanında yaratılacak çok az bir artış, ısı değiştirme yeteneğinde büyük bir yükselme ile sonuçlanmaktadır. Şekil 5.12' de deniz suyu sıcaklığı azaldıkça yatırım maliyetinin, arttığı görülmektedir. Bu akla ilk gelenin aksine beklenen etkidir ve burada da ortaya çıkan sonuç, harcanacak maliyet başına düşen ısı değişiminin, yatırımı arttırdıkça artacağı şeklinde olacaktır.



Şekil 5.13 Yıllık Çalışma Süresi/Optimum Alan ilişkisi

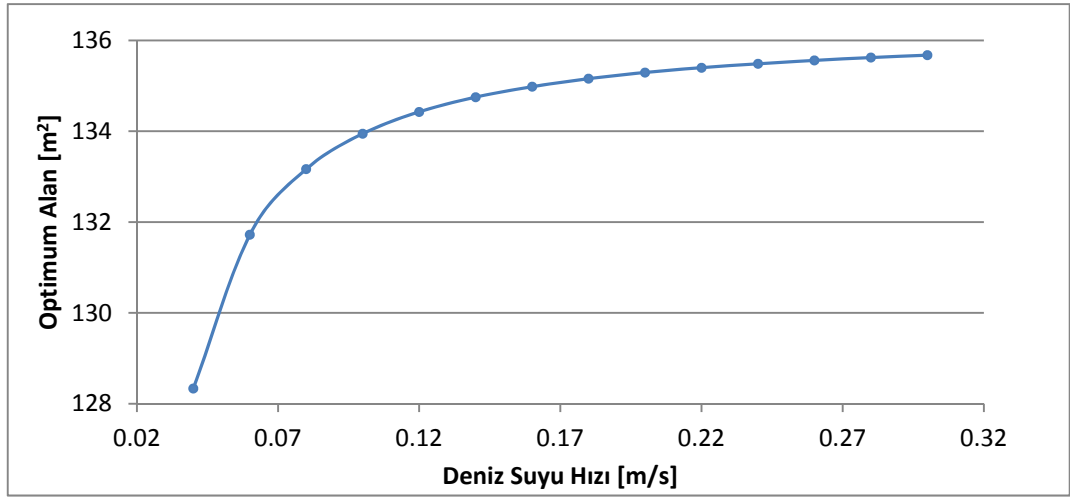


Şekil 5.14 Yıllık Çalışma Süresi/Isı Transfer Miktarı ilişkisi

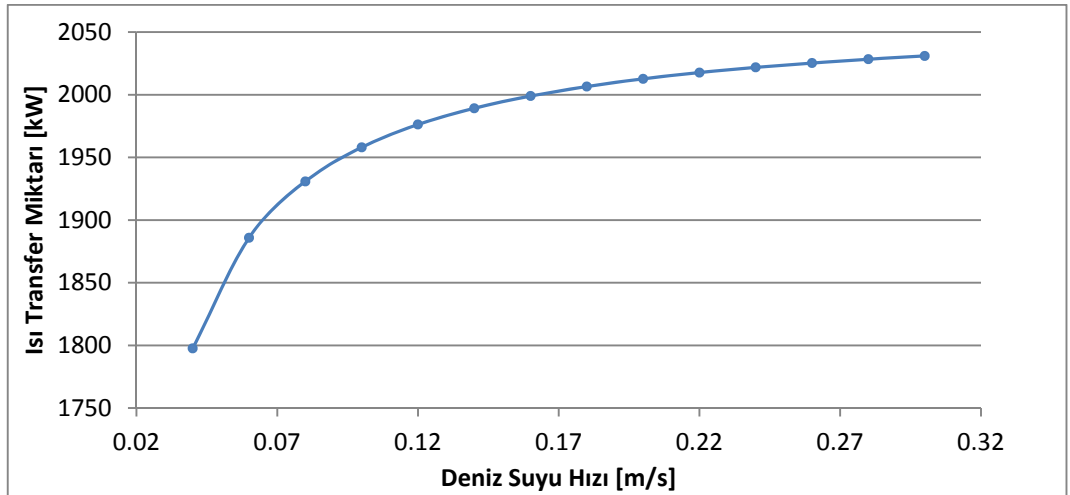


Şekil 5.15 Yıllık Çalışma Süresi/TPT ve YM ilişkisi

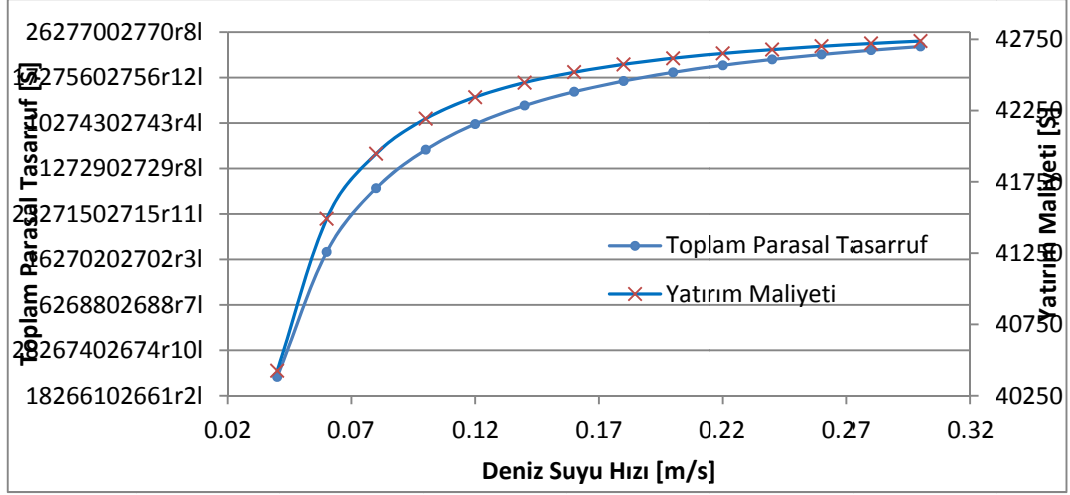
Şekil 5.12, kullanıcılara, sistemin çalışma süresine göre, alan arttırmanın net kara faydası olacağını, servis süresi az olan sistemlerde ilk yatırım artışının net kar değerinden fire vermek anlamına geleceğini işaret etmektedir. Şekil 5.15’ de de yıllık çalışma süresi arttıkça, ilk yatırım bedelinin yani alanın arttırılması, doğru bir yaklaşım olarak görülmektedir. Her şeye rağmen, soğutma sisteminden beklenen minimum ısı değiştirme miktarı varsa, böyle durumlarda, sıcak akışkan miktarını belirli oranlarda bölerek, iki ya da daha fazla sandık tipi soğutucuya göndermek, ayrı ayrı soğutmak ve sandık tipi soğutucuları da bu debiye göre tekrar değerlendirmek düşünülebilir.



Şekil 5.16 Deniz Suyu Hızı/Optimum Alan ilişkisi

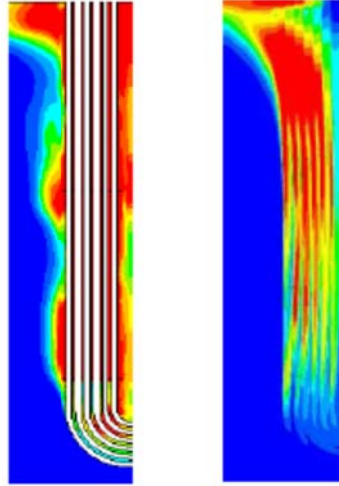


Şekil 5.17 Deniz Suyu Hızı/Isı Transfer Miktarı ilişkisi



Şekil 5.18 Deniz Suyu Hızı/TPT ve YM ilişkisi

SS donanımı taşıyan kinistin içinde sıcaklık farkından oluşan akış, doğal akıştır ve burada doğal taşınım ile ısı geçişi olacaktır. Doğal taşınım ile ısı transferinde Çengel [1]'te hızların genellikle 1 m/s' den daha düşük olacağından bahseder. Ancak iki yüzey arası sıcaklık farkı arttıkça, doğal akış hızının da artması, hatta akışın türbülanslı hale dönüşmesi beklenir. Bu çalışmada yoğunluk farkından oluşacak akış hızının 0,1 m/s olacağı tahmin edilmiş, hesaplamalar bu doğrultuda yapılmıştır. Ancak, sıcaklık farkı, akışkan cinsi, vs... etkenlerle bu hareketin hızındaki değişime, performans verilerinin nasıl tepki vereceği Şekil 5.16, Şekil 5.17 ve Şekil 5.18' de gösterilmeye çalışılmıştır.



Şekil 5.19 Deniz suyu için sıcaklık profili (solda), hız profili (sağda) [9]

SANDIK TİPİ SOĞUTUCUNUN KONVANSİYONEL BİR SİSTEMLE EKONOMİK MUKAYESESİ

Önerilen SS cihazın ilk yatırım ve işletme maliyetleri açısından diğer sistemlere göre tercih edilebilirliğini ölçmek için, örnek gemiye donatıldığında aynı servisi yapabilecek bir GBE için aynı matematik model kullanılarak bir optimum alan ve dolayısı ile ilk yatırım maliyeti elde edilmeye çalışılmıştır.

Bu amaçla modele yapılan girdiler Çizelge 6.1' de, alınan sonuçlar Çizelge 6.2' de sunulmuştur. Burada makineden gelen sıcak akışkan debisi, bir miktar arttırılmıştır. Bu olay pratikte de mümkündür. Bu artım yapılmadığı takdirde, optimum alan eldesi için deniz suyu pompası gereksiz büyümekte, $200 \text{ m}^3/\text{s}$ değerlerini aşmaktadır. Seri üretim dışında olan, böyle bir ekipmanı tedarik etmeye çalışmak, gereksiz maliyetler doğuracak, kıyasın gerçekliğini azaltacaktır. Bu sebepten, sıcak su debisi arttırılarak eş ısı transferi yaratılmaya çalışılmıştır. Böylece, uygun bir deniz suyu ve tatlı su debisi sağlanarak, GBE için optimum alan elde edilmeye çalışılmıştır.

GBE' ler, yurt içinden de tedarik edilebildiğinden ve birçok maliyet ortadan kalktığından BYM için daha düşük bir değer seçilmiştir.

Burada deniz suyunun akışı doğal taşınım yerine, zorlamalı taşınım olduğundan, eşanjör toplam ısı transfer katsayısı biraz daha yüksek alınmıştır. Algoritmaya girilen bazı değerler, soğutulacak makineye bağlı olduğundan aynı alınmak durumundadır. Yaklaşımın sağlığı açısından, enflasyon, yıllık çalışma süresi ve ömür gibi değerler de, tamamen aynı alınmıştır.

Çizelge 6.1 Gövde borulu değıştirici için belirlenen giriş parametreleri

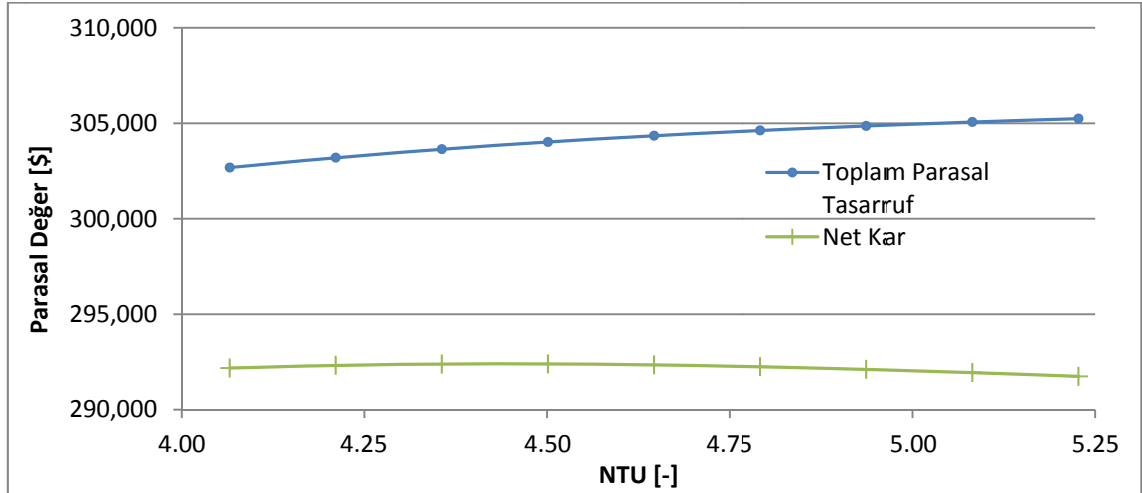
ALGORİTMAYA YAPILACAK GİRDİLER	ATANAN DEĞER
Sıcak akışkan debisi - $\dot{m}_h$	38500 [kg/s]
Soğutucu akışkan debisi - $\dot{m}_c$	112887 [kg/s]
Sıcak akışkan giriş sıcaklığı - $T_{h,i}$	85 [°C]
Soğutucu akışkan giriş sıcaklığı - $T_{c,i}$	32 [°C]
Sıcak akışkan özgül ısısı - $C_{p,h}$	4186 [J/kg°K]
Soğutucu akışkan özgül ısısı - $C_{p,c}$	4079 [J/kg°K]
Eşanjör birim yüzey maliyeti - BYM	100 [\$/m ²]
Yerine kullanılacak yakıtın alt ısı değeri - H_u	42705,36 [kJ/kg]
Yerine kullanılacak yakıtın fiyatı - F	0,35 [\$/kg]
Yerine kullanılacak ısıtıcının verimi - η	0,85 [-]
Yıllık çalışma süresi [Saat] - H	960 [Saat]
Yatırım ömrü [Yıl] - n	15 [Yıl]
Eşanjör toplam ısı transfer katsayısı - U	1300 [W/m ² °K]
Yıllık enflasyon - i	0,2 [-]

Çizelge 6.2 Gövde borulu eşanjör için performans verileri

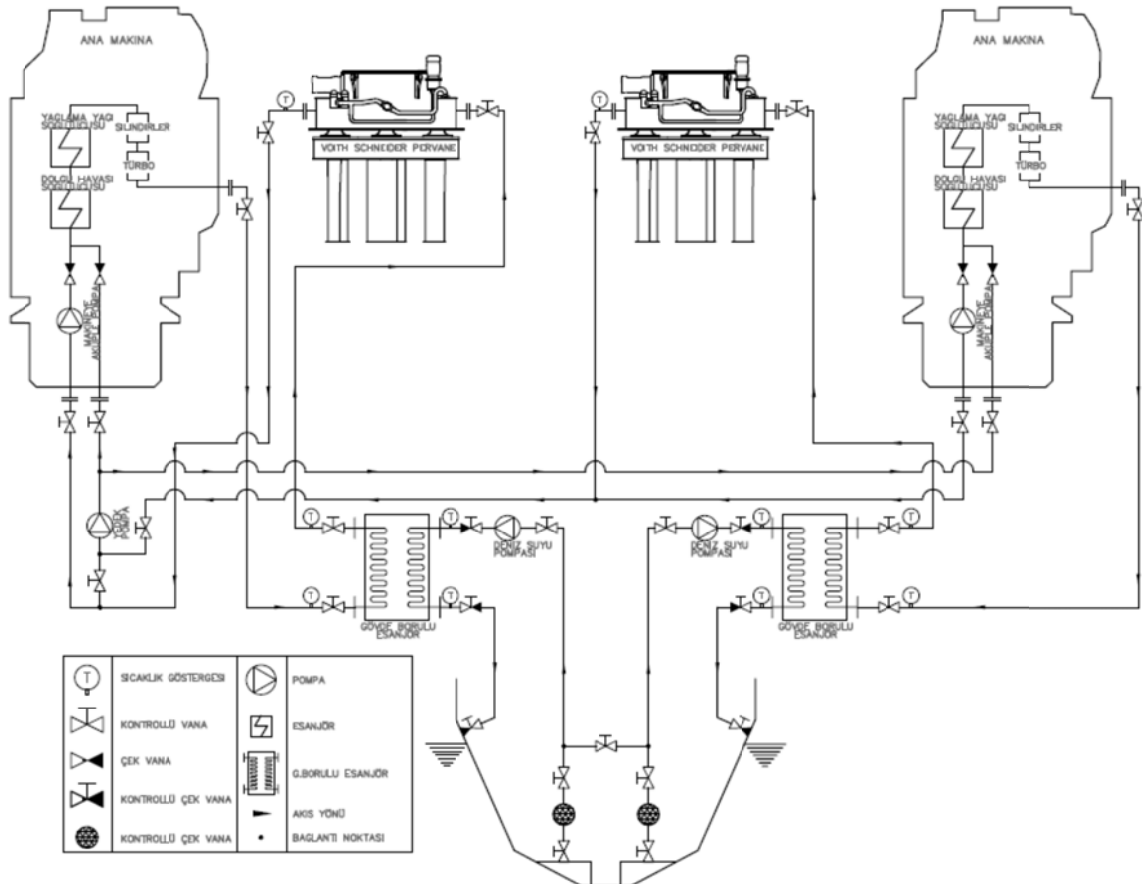
Gövde Borulu Eşanjör İçin Performans Eldeleri	Hesap Edilen
C_{min}	44766,9 [kW]
C_{maks}	127907,2 [kW]
C_r	0,35 [-]
Bugünkü değeri faktörü - BDF	4,675
Transfer birim sayısı - NTU	4,94 [-]
E	0,0093 [-]
Etkinlik - ε	0,8262 [-]
Optimum alan	170,18 [m ²]
Transfer olan ısı miktarı - $\dot{Q}$	1960,21 [kW]
Sıcak akışkan soğutucudan çıkış sıcaklığı - $T_{h,o}$	41,2 [°C]
Yatırım masrafı - YM	17018,34 [\$/]
Toplam parasal tasarruf - TPT	305399,46 [\$/]
Net kar - NK	288381,12 [\$/]

Böyle bir GBE, çok az bir farkla aynı ısı transfer miktarındaki servis için optimum alan değerini 170,18 m² veriyor. Bu yolla alınan alan değerinin Şekil 5.1' deki NTU-TPT grafiğinin neresinde olduğunu görmek için Şekil 6.1 sunulmuştur. Aslında net kar NTU 4,75 mertebesinde bir değeri aldığı anda maksimum olmaktadır. Fakat bu noktada elde edilen ısı değışimi, hedeflenen sistemi karşılamamaktadır. Bu durumda GBE biraz

büyütülmüş ve NTU 4,94 olacak şekilde alan seçilmiştir. Eşanjör ilk yatırım maliyetini buradan elde edilmiş olur. Diğer gerekli ekipmanların belirlenmesi için SS cihazlı soğutma çevrimi Şekil 5.2’ de verilmişti. Benzer çevrim, bir de GBE için oluşturulacak, gerekli malzemeler tespit edilecektir (Şekil 6.2).



Şekil 6.1 GBE donanımının NTU-TPT-NK grafiğinde yeri



Şekil 6.2 Örnek tekneye uygulanabilecek gövde borulu eşanjörle soğutma çevrimi

Şekil 6.1’ deki GBE ile kurulmuş soğutma çevriminde, deniz suyu tekne dibinden çekilerek, filtre edilip soğutucu olarak eşanjöre basılıyor ve ısı geçişinin ardından tekne bordasından tekrar dışarıya atılıyor. Filtrelerin değişimi için araya baypas vanası ilave edilmiştir. Benzer şekilde, eşanjörlerin ve deniz suyu pompalarının birbirlerini yedeklemesi için valfler eklenebilir ancak burada maliyet analizini negatif etkilememesi için çok gerekli olmayan yetenekler çevrime eklenmemiştir.

Burada, SS sistemde olmayan, iki deniz suyu pompası, deniz suyu emişindeki filtreler ve valfler, basma hattında bordadaki valfler ve deniz suyu boruları mevcuttur. Ayrıca, denizcilikte kural koyucu denetleyici kuruluşların şartlarına göre, emiş ve basış hattındaki valfler, devamlı hidrostatik basınç altında olacaklarından bu valfler özel olarak üretilmiş, test edilmiş ve sertifikalı olmak durumundadır. Deniz suyu hatlarında kullanılacak hatlarda da et kalınlığı arttırılmış borular seçilmelidir.

Bunlar göz önünde bulundurularak Çizelge 6.3 ve Çizelge 6.4’ de her iki sistem için ekipman listesi ve güncel fiyat listelerinden elde edilmiş maliyetleri belirtilmiştir [18].

Çizelge 6.3 Sandık Tipi Soğutuculu sistem için donanım listesi

Ekipman Adı	Devredeki Adet	Birim Fiyat	Toplam Fiyat
SS; 133,95 [m ²]	2	42192,76 [\$]	84385,52[\$]
Tatlı su pompası; 34,1 [m ³ /s]	1	669 [\$]	669 [\$]
Kelebek vana; DN80, GG25	16	63 [\$]	1008 [\$]
Sıcaklık göstergesi	6	7 [\$]	42 [\$]
Basınç göstergesi	6	7 [\$]	42 [\$]
Tatlı su boruları; DN80/SCH10	~36 [m]	11,12 [\$/m]	400,32 [\$]

Çizelge 6.4 Gövde Borulu eşanjörlü sistem için donanım listesi

Ekipman Adı	Devredeki Adet	Birim Fiyat	Toplam Fiyat
Eşanjör; 170,18 [m ²]	2	17018,3 [\$]	34036,6[\$]
Tatlı su pompası; 38,5 [m ³ /s]	1	756 [\$]	756 [\$]
Deniz suyu pompası; 111 [m ³ /s]	2	8160 [\$]	16320 [\$]
Kelebek vana; DN125, GG25	21	107 [\$]	2247 [\$]
Stop çek vana; DN125, GG25	4	462 [\$]	1848 [\$]
Sertifikalı stop vana; DN125, GGG40	2	855,5 [\$]	1711 [\$]
Sertifikalı stop çekvana; DN125, GGG40	2	1026,5 [\$]	2053 [\$]

Sıcaklık göstergesi	10	7 [\$]	70 [\$]
Basınç göstergesi	10	7 [\$]	70 [\$]
Tatlı su boruları; DN80/SCH10	~36 [m]	11,12 [\$ /m]	400,3 [\$]
Deniz suyu boruları; DN125/SCH40	~54 [m]	27,80 [\$ /m]	1501,2 [\$]
Deniz suyu emiş filtresi; DN125	2	175 [\$]	350 [\$]

Çizelge 6.3 ve Çizelge 6.4’ de sistemlerin kurulumu için tedarik edilecek malzemeler ve bunların maliyetleri sıralanmıştır. Ek olarak GBE ile soğutma yapan sistemin kurulumunun işçilik maliyeti daha yüksek olacağı tahmin edilmektedir. Zira pratikte boru devrelerinin yapımı için ödenen maliyetler, döşenen boru uzunluğu ile ölçülmektedir. Dolayısıyla ikinci sistemdeki deniz suyu hattı, sandık tipi soğutuculu sistemde hiç olmadığından, burada oluşacak işçilik maliyeti hesaplara eklenmelidir. Bunun için gövde borulu eşanjörlü sistem için ~1800 \$ ek işçilik maliyeti, flenç, vs... sayılarının ve çaplarının artmasından 900 \$ ek maliyet ödeneceği öngörülmüştür. GBE’ li ikinci sistemin üzerinde özellikle pompalar olmak üzere daha fazla donanım olduğundan yıllık bakım maliyeti olarak 500 \$ fazla harcanacağı tahmin edilmektedir.

İlk yatırım ve bakım maliyetleri yukarıda bahsedildiği gibi şekillendirilmiştir. İki sistem arasındaki belirgin farklardan biri de işletme maliyetleri olmaktadır. İlk bakışta iki sistem arasında herhangi bir işletme maliyeti farkı olmadığı düşünülebilir ancak, GBE ile kurulan sistemde deniz suyu pompaları işletme maliyeti doğurmaktadır. Bu pompaların her biri için teknede ortalama 20 kW fazladan elektrik üretilmelidir. Dolayısı ile jeneratörler, yaklaşık 40 kW daha büyük seçilmelidir. Bu da ortalama 4500 \$ kadar yatırım maliyeti getirmektedir. Jeneratörler teknelere yedekli teçhiz edildiğinden 9000 \$ mertebesinde harcama getirir.

Örnek tekne için kullanılan ve böyle tekneler için seçilen ölçekteki jeneratörlerin özgül yakıt harcamaları 210 gr/kWh mertebesinde dir. Teknenin yıllık servis süresi 960 saat ele alınmış tır. Bu pompaların bu kadar süre çalışması için gerekli gücü deniz tipi Diesel ile üretecek olan jeneratörlerin yakacağı yakıt da yıllık yakıt maliyeti olarak ele alınacaktır (6.2). Öte yandan bu maliyetin 8%’ i kadar yıllık yağ maliyeti kabul edilecektir.

$$Yakıt\ Maliyeti = \frac{Özgöl\ Harcama.Güç.H.F}{1000} \quad (6.1)$$

$$Yakıt\ Maliyeti = \frac{210.40.960.0,35}{1000} = 2822,4\$ \quad (6.2)$$

Çizelge 6.5 Her iki sistem için maliyetler listesi

Maliyet Adı	Maliyet Cinsi	Sandık Tipi Soğutucu İçin Miktar	Gövde Borulu Eşanjör Sistemi İçin Miktar
Donanımlar	İlk yatırım	86546,84 [\$]	61363,1 [\$]
Ek işçilik maliyeti	İlk yatırım	-	1800 [\$]
Flenç, vs... ek donanım maliyeti	İlk yatırım	-	900 [\$]
Yıllık ek bakım maliyeti	Yıllık bakım	-	500 [\$]
Ek jeneratör büyüklüğü maliyeti	İlk yatırım	-	9000 [\$]
Yıllık yakıt maliyeti	Yıllık işletme	-	2822,4 [\$]
Yıllık yağ maliyeti	Yıllık işletme	-	225,8 [\$]

Her iki sistemin 15 yıllık ekonomik ömründe giderleri karşılaştırmak için iki sistemin yıllık eşdeğer maliyetleri değerlendirilecektir. Burada ilk yatırım maliyetleri sabittir. Fakat işletme ve bakım giderleri zamanla artacaktır. Yıllık eşdeğer maliyet hesabında kullanmak üzere, yıllık giderlerin 6% artacağı ayrıca yıllık faizin de 10% olacağı kabul edilmiştir. Öncelikle yıllık artan maliyetlerin bugünkü değeri hesaplanmıştır (6.3).

$$P = \frac{G_1 \left[1 - (1+k)^n (1+i)^{-n} \right]}{i - k} \quad (6.3)$$

(6.3) ile hesaplanan, ömür boyunca oluşacak yıllık işletme ve bakım giderlerinin bugünkü değeri, 37813,43 \$' dır. Genel mali durum Çizelge 6.6' da sunulmuştur.

Çizelge 6.6 Genel mali durum

Maliyet Adı	Sandık Tipi Soğutucu İçin Miktar	Gövde Borulu Eşanjör Sistemi İçin Miktar
İlk yatırım maliyeti	86546,8 [\$]	73063,1 [\$]
Yıllık giderlerin bugünkü değeri	-	37813,4 [\$]
Toplam	86546,8 [\$]	110876,5 [\$]

Çizelge 6.6' daki giderlerle, 2 alternatifin yıllık eşdeğer maliyeti karşılaştırılacaktır (6.4).

$$Gaw = YM \left[\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (6.4)$$

GBE sistem için yıllık eşdeğer maliyet 14577,4 \$, SS sistem için ise 11378,7 \$ hesaplanmıştır. Bu durumda SS sistem yıllık 3198,7 \$ avantajlıdır.

Yeni bir değerlendirme olarak, şartlar GBE' li sistem lehine biraz daha iyileştirilmiştir. Algoritmaya yapılan girdilerden, toplam ısı transfer katsayıları değiştirilmiş, diğerleriyle oynanmamıştır. Isı transfer katsayıları ise, SS ile GBE katsayıları birbirinin üçte biri oranında ayarlanmış, doğal taşınımdan dolayı SS sistemin toplam ısı transfer katsayısı $1000 \text{ W/m}^2\text{K}$ değerine düşürülmüş, GBE sistemde zorlanmış akım olacağından $3000 \text{ W/m}^2\text{K}$ değeri atanmıştır. Bu şekilde aynı algoritmayla optimum alan değerleri hesaplanmıştır. Diğer sistem bileşenlerinin masrafları ve yıllık giderleri aynı olacak sadece, eşanjörlere ödenen ilk yatırım maliyetleri değişecektir.

Toplam ısı transfer katsayısı $1000 \text{ W/m}^2\text{K}$ değerine düşürülen SS cihaz için optimum alan $153,41 \text{ m}^2$ ve değiştirilen ısı miktarı $1951,5 \text{ kW}$ hesaplanmıştır. Benzer şekilde GBE için toplam ısı transfer katsayısı yükseltilmiş ve bu durumda optimum alan $85,57 \text{ m}^2$ ve ısı değişimi $1965,45 \text{ kW}$ hesaplanmıştır. Bu şartlarda optimum durumu veren GBE küçülmüş ve SS büyümüştür. Gider hesapları bu yeni koşullara göre tekrar yapılmıştır.

Çizelge 6.7 İkinci durumda alternatiflerin maliyetleri

Maliyet Adı	Maliyet Cinsi	Sandık Tipi Soğutucu İçin Miktar	Gövde Borulu Eşanjör Sistemi İçin Miktar
Donanımlar	İlk yatırım	98810,07 [\$]	44440,5 [\$]
Ek işçilik maliyeti	İlk yatırım	-	1800 [\$]
Flenç, vs... ek donanım maliyeti	İlk yatırım	-	900 [\$]
Yıllık ek bakım maliyeti	Yıllık bakım	-	500 [\$]
Ek jeneratör büyüklüğü maliyeti	İlk yatırım	-	9000 [\$]
Yıllık yakıt maliyeti	Yıllık işletme	-	2822,4 [\$]
Yıllık yağ maliyeti	Yıllık işletme	-	225,8 [\$]

Çizelge 6.8 İkinci durumda genel mali durum

Maliyet Adı	Sandık Tipi Soğutucu İçin Miktar	Gövde Borulu Eşanjör Sistemi İçin Miktar
İlk yatırım maliyeti	98810,07 [\$]	56140,5 [\$]
Yıllık giderlerin bugünkü değeri	-	37813,4 [\$]
Toplam	98810,07 [\$]	93953,9 [\$]

(6.4) ile yatırımların yıllık eşdeğer maliyetleri, SS sistem için $12991 \text{ \$}$, gövde borulu eşanjörlü sistem için $12352,5 \text{ \$}$ hesaplanmıştır. Bu koşullarda GBE' li sistem yıllık eşdeğer maliyet açısından $638,5 \text{ \$}$ avantajlı hale gelmektedir.

SONUÇ ve ÖNERİLER

Neredeyse her tip tekneye uygulanabilen bir soğutma donanımı için, ısı değiştiricilerin temel tasarım ve performans parametresi olan ısı değiştirici alanının tayinini ekonomik değişkenleri de göz önüne alarak optimum büyüklükte yapmayı hedefleyen daha önce önerilmiş bir matematik yaklaşım kullanılarak, alan tayini yapılmıştır. Doğal taşınım olayı, zorlamalı taşınım gibi çok net formülasyonlarla açıklanamadığı için, şu an günümüzde kullanılan SS sistemler de fazla sorgulanamamaktadır. Hatta üretici firmalar da talep edilen sandık tipi soğutucuyu teslim etmeden önce, taahhüt ettikleri ısı transferi miktarını sağlayıp sağlamadığını görebilmek için, kendi tesislerinde oluşturdukları suni havuzlarda denemektedirler.

Bu tecrübeler sonucunda elde ettikleri deneysel verilerle, bu çalışmada elde edilen teorik verilerin, uyumsuzluk göstermemesi, yapılan kabullerin sağlıklı olduğu düşüncesini desteklemektedir. Matematik model sonucunda elde edilen alan değeri, gerçekte örnek gemiye tesis edilenden biraz daha fazladır ancak bunun karşılığında daha fazla ısı transferi sağlamaktadır.

Sandık tipi soğutucuların ilk yatırım maliyetleri, diğer konvansiyonel sistemlere göre daha yüksektir. Bu sebeple yatırımcıları kendisinden uzaklaştırmaktadır. Bu önyargının haklı olup olmadığını araştırmak adına, aynı tekneye, bu sistemlerin kurulduğu iki adet senaryoya göre, ekonomik ömür boyunca oluşacak giderler değerlendirilmiştir. Gerçekten de sandık tipi soğutuculu sistem, aynı işi yapan gövde borulu sisteme göre, ilk yatırım açısından epey pahalıdır. Ancak sonradan yapılacak, işletme, bakım, vs...

giderleri göz önünde bulundurulduğunda, sistemler arasındaki bu fark ortadan kalkmakta, hatta sistemin ölçeğine göre bir miktar avantajlı duruma da geçmektedir.

İlk yatırım maliyetinin bu denli yüksek olmasının sebebi, ülkemiz için sistemin sadece yurt dışından tedarik edilebilmesidir. Aslında bu sistemi üretmek için gereken ham ve yarı mamul tüm ürünler ülkemizde mevcuttur. Fakat donanım dışarıdan tedarik edildiğinde sistemin maliyeti dışında, nakliye, nakliye esnasında sigorta, gümrük vergileri... gibi bir takım giderler hesaba girmekte, dolayısı ile sistemin birim transfer alanı başına ödenen meblağlar artmaktadır. Öte yandan tedarikçi firmanın kar payları da sorgulanamamaktadır.

Bu çalışma ile anlaşılmıştır ki, bu sistem, yurt içinde üretilebilir hale geldiğinde, özellikle üretici yeterli deneyimi kazandıktan sonra, ilk yatırım maliyetleri, %30' lar hatta belki daha yüksek mertebelerde azalabilir. Bu da, örneğin bu araştırmada ele alınan örnek tekne için sadece ana makinelerin soğutulması için bile, ortalama 30000 \$ giderin yok olması demektir.

- [1] Çengel, A. Y., (2007). Heat and Mass Transfer-A Practical Approach, 3rd Edition, McGraw-Hill Book Co., New York; Çeviren:Tanyıldızı, V. ve Dağtekin, İ., (2011). Isı ve Kütle transferi-Pratik Bir Yaklaşım, Birinci Basım, Güven Bilimsel, İzmir.
- [2] Athey, R., (1999). "Evolution of a Heat Transfer Company", Heat Transfer Engineering, 20:6-11
- [3] Genceli, O. F., (2010). Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [4] MEB, (2008). Borulu Isı Değiştiriciler, Ankara.
- [5] Kızılkın, Ö., (2008). "Gövde Borulu Bir Isı Değiştiricisinde Şaşırtma Levhasının Isı Taşınım Katsayısına ve Basınç Düşümüne Etkisinin İncelenmesi" Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 11-3(2007):246-251.
- [6] TEMA, (1978). Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, New York
- [7] Çoban, T., Isı Değiştiriciler, <http://turhancoban.com/kitap/ISI%20DE%C4%9E%C4%B0%C5%9E%C4%B0R%C4%B0C%C4%B0LER-TURHAN.pdf>, 03.09.2011.
- [8] T.C. M.M.V. Deniz Kuvvetleri K. Harekat Başkanlığı Dz. Neşriyat Ş. Md., (1958). Gemi Yardımcı Makinaları, Yayın No:351128, Ankara
- [9] Bloksma Heat Exchanger, (2007). Boxcooler Product Information, Almere.
- [10] Mühendislik Uygulamaları, Ethylene Glycol-Heat Transfer Fluid, http://www.engineeringtoolbox.com/ethylene-glycol-d_146.html, 30 Ekim - 2011.
- [11] Baykal, R. Ve Dikili C., (2002). Gemilerin Direnci ve Makine Gücü, 1. Baskı, İTÜ İnşaat Fakültesi Matbaası
- [12] Köpke, M. ve Sames, P., (2011). "Outlook on CO₂ Emissions of the Worldwide Container-Ship Fleet and Possible Reduction Targets", Nonstop, 02-2011:63-71.

- [13] Teke, İ., Ağra, Ö., Atayılmaz, Ö. ve Demir, H., (2009). “Determining the Best Type of Heat Exchanger For Heat Recovery” Applied Thermal Engineering, 30:577-583.
- [14] Beşiktepe, Ş., Özsoy, E., Latif, A. ve Oğuz, T., Marmara Denizi’ nin Hidrografisi ve Dolaşımı, www.ims.metu.edu.tr/cv/ozweb/marms2000.doc, 13 Kasım 2011.
- [15] ITTC, (2006). Recommended Procedures and Guidelines-Testing and Extrapolation Methods, General Density and Viscosity of Water, 7.5-02-01-03, Teddington.
- [16] Shinko Metal Products Co. Ltd., Copper Alloy Tubes For Heat-Exchanger, <http://www.shinkometal.co.jp/download/copperalloy-en.pdf>, 15 Ekim 2011.
- [17] Olin BRASS Corporation, 90/10 Copper-Nickel vs. Aluminum Brass-A Functional Comparison of Two Heat Exchanger Tube Alloys, <http://www.olinbrass.com/companies/fineweld/Literature/Documents/90-10%20Copper-Nickel%20vs.Sea-Cure%20Stainless%20Steel.pdf>, 15 Ekim 2011.
- [18] Ayvaz A.Ş., Fiyat Listesi, <http://www.ayvaz.com/fiyatlistesi/>, 20 Ocak 2012.
- [19] Taylor, D., (1996). Introduction to Marine Engineering, Revised Second Edition, Elsevier Ltd., Oxford
- [20] McGeorge, H., (1995). Marine Auxiliary Machinery, Seventh Edition, Elsevier Ltd., Oxford
- [21] Arslan, E., (2006). Jeotermal Enerjiden Yararlanılarak Kuyu İçi Eşanjörü Yardımıyla Konut Isıtılması ve Sıcak Su İhtiyacının Karşıllanması, Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli.

EŞANJÖR TİPLERİ İÇİN BOYUTSUZ E SAYISI ve ETKİNLİK İFADELERİ**PARALEL AKIŞLI**

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$$

$$E = \exp[-NTU(1 + C_r)]$$

KARŞIT AKIŞLI

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}; C_r < 1;$$

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}; C_r = 1$$

$$E = (1 - C_r)^2 \frac{\exp[-NTU(1 - C_r)]}{[1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]]^2}$$

ÇAPRAZ AKIŞLI

Akışkanlar Karışmayan

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0,22} \left[\exp(-C_r NTU^{0,78}) - 1 \right]}{C_r} \right\}$$
$$E = \frac{(\varepsilon - 1) \left\{ \exp[-C_r NTU^{0,78}] \left[0,22 NTU^{-0,78} - 0,78 C_r \right] - 0,22 NTU^{-0,78} \right\}}{C_r}$$

C_{max} Karışan, C_{min} Karışmayan

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left\{ 1 - C_r \left[1 - \exp(-NTU) \right] \right\}}{C_r}$$

$$E = (1 - \varepsilon C_r) \exp(-NTU)$$

C_{min} Karışan, C_{max} Karışmayan

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ (-1 / C_r) \left[1 - \exp(-C_r NTU) \right] \right\}$$

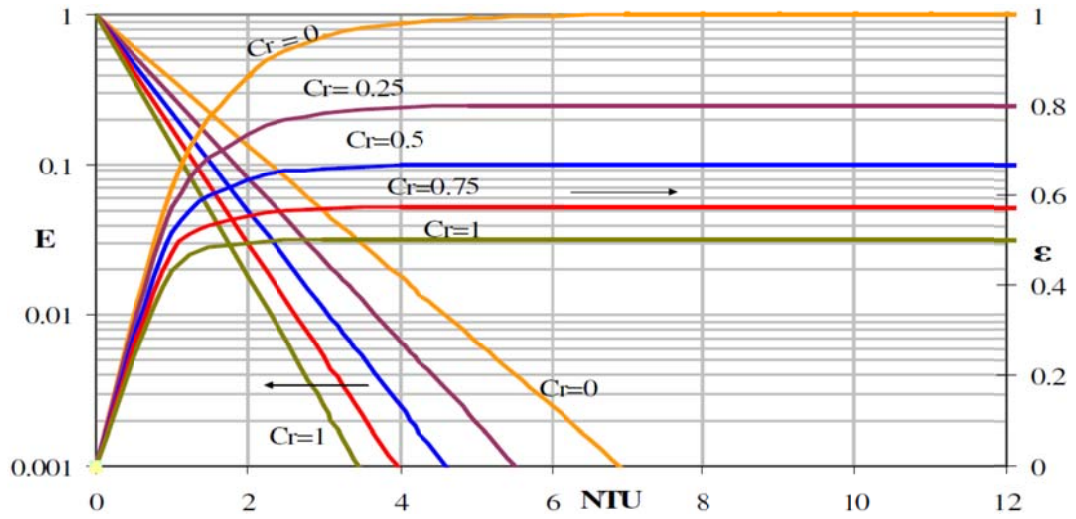
$$E = (\varepsilon - 1) \exp(-C_r NTU)$$

GÖVDE BORULU

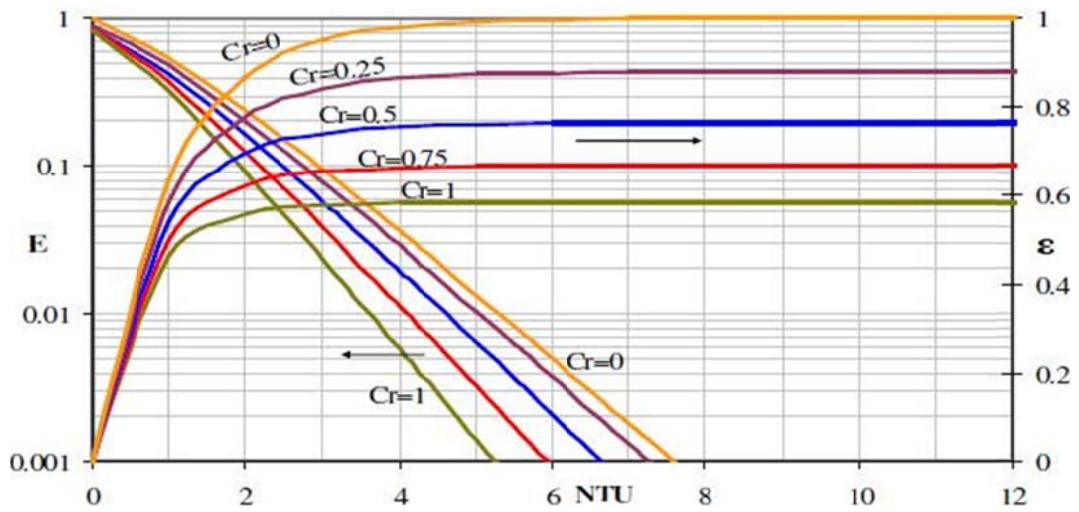
1 Gövde 2, 4, ... Boru Geçişli

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + \sqrt{1 + C_r^2} + \frac{1 + \exp \left[-NTU \sqrt{1 + C_r^2} \right]}{1 - \exp \left[-NTU \sqrt{1 + C_r^2} \right]} \right\}^{-1}$$
$$E = \frac{4(1 + C_r^2)^{1/2} \exp \left[-NTU (1 + C_r^2)^{1/2} \right]}{\left[1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \right] \left\{ 1 + \exp \left[-NTU (1 + C_r^2)^{1/2} \right] \right\}}$$

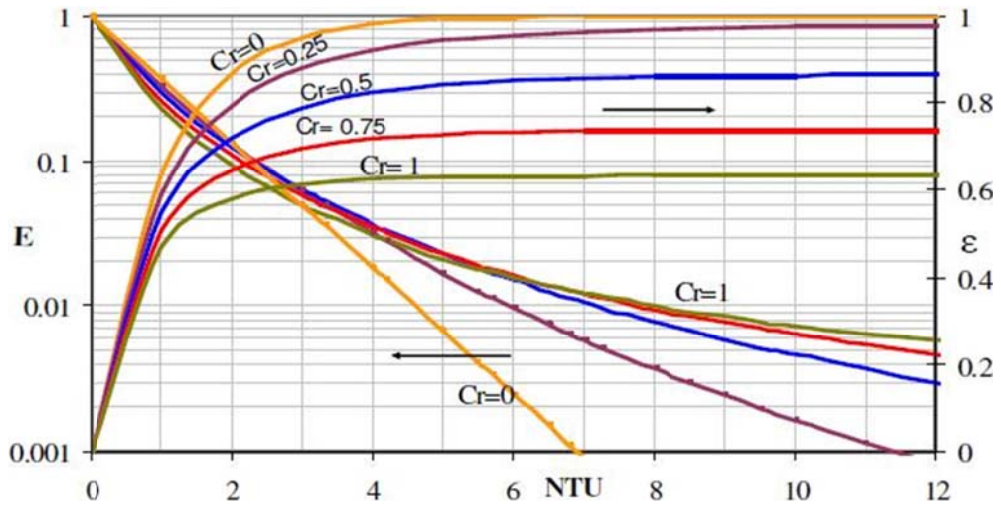
EŞANJÖR TİPLERİ İÇİN BOYUTSUZ E SAYISI ve ETKİNLİĞİN DEĞİŞİMİ



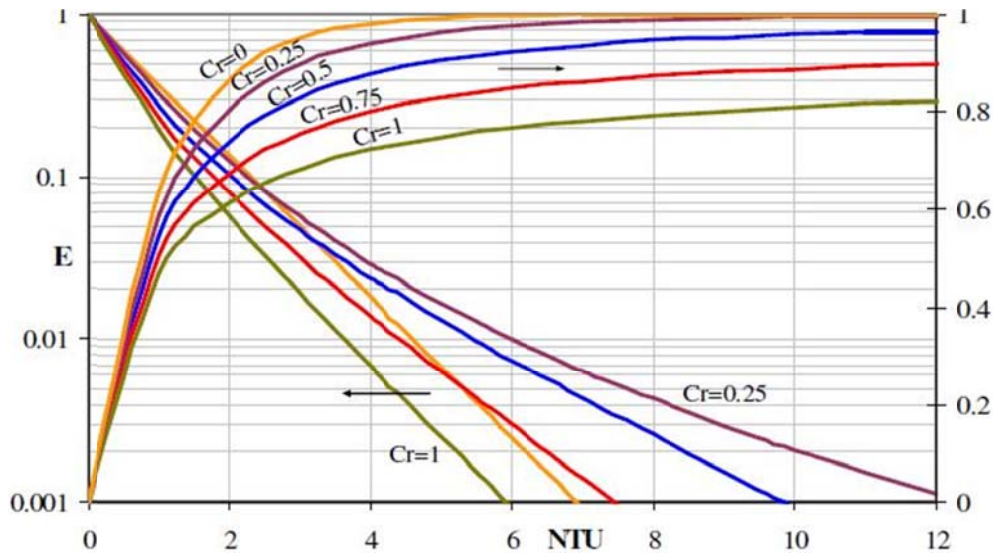
Paralel akışlı eşanjör



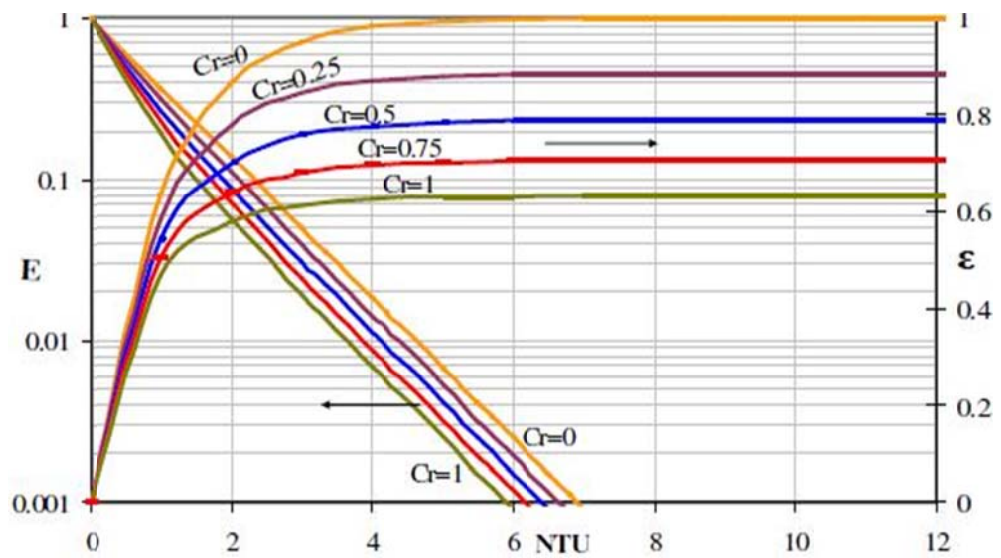
Bir gövde geçişli gövde borulu eşanjör



Akışkanları karışmayan çapraz akışlı eşanjör



C_{min} karışan, C_{maks} karışmayan çapraz akışlı eşanjör



C_{min} karışmayan, C_{maks} karışan çapraz akışlı eşanjör

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Anıl ERTAYLAN
Doğum Tarihi ve Yeri :10/05/1986 –Akhisar
Yabancı Dili :İngilizce, Almanca
E-posta :anilertaylan@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Gemi İnşaatı	Yıldız Teknik Üniversitesi	2008
Lise	Sayısal	Akhisar Anadolu Lisesi	2004

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2010	Barbaros Gemi ve Yatçılık Mak. İnş. Ltd. Şti.	Donatım Dizayn
2008	Loça Mühendislik Gemi Mak. Plast. ve Gıda San. Tic. Ltd. Şti.	Dizayn/Satın Alma