

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

**GEMİLERDE ATIK ENERJİNİN TRANSKRİTİK ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ
İLE GERİ KAZANIMI**

İBRAHİM KAYA

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

**DANIŞMAN
PROF. DR. YASİN ÜST**

İSTANBUL, 2017

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GEMİLERDE ATIK ENERJİNİN TRANSKRİTİK ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ
İLE GERİ KAZANIMI**

İbrahim KAYA tarafından hazırlanan tez çalışması 21.12.2017 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

Prof. Dr. Yasin ÜST

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Yasin ÜST

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Güven GONCA

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL

İstanbul Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Akademik çalışmalarım süresince deneyim ve bilgilerini benden esirgemeyen sayın Prof. Dr. Yasin ÜST'e minnettarlığımı sunarım.

Aralık, 2017

İbrahim KAYA

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTIMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖZET.....	xiv
ABSTRACT.....	xvi
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı.....	4
1.3 Hipotez.....	5
BÖLÜM 2	
GEMİ ATIK ISI KAYNAKLARI VE GERİ KAZANIM YÖNTEMLERİ	6
2.1 Gemi Dizel Ana Makinelerinde Enerji Dengesi	6
2.2 Gemi Dizel Atık Isı Kaynaklarının Kalitesi.....	7
2.3 Gemi Dizel Atık Isı Kaynaklarının Geri Kazanım Yöntemleri	10
2.3.1 Rankine Çevrimi	11
2.3.2 Kalina Çevrimi	13
2.3.3 Gaz Türbini.....	16
2.3.4 Kombine Geri Kazanım Sistemi	17
2.3.5 Organik Rankine Çevrimi	18
BÖLÜM 3	
ATIK ISI GERİ KAZANIMINDA KULLANILAN ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN ANALİZİ	21
3.1 Çift borulu Isı Değiştiricilerin Analizi	22

3.1.1	Kritik Noktadan Uzak Tek Fazlı Akışlar	26
3.1.2	Kritik Noktadan Uzak Çift Fazlı Akışlar	30
3.1.3	Kritik Noktaya Yakın Tek Fazlı Akışlar	33
3.2	Gövde Borulu ve Çapraz Akışlı Isı Değiştiricilerinin Analizi	36
3.2.1	Gövde Borulu Isı Değiştiricisi	36
3.2.2	Çapraz Akışlı Isı Değiştiricisi	44

BÖLÜM 4

GEMİLERDE ATIK ISI GERİ KAZANIMINDA TRANSKRİTİK ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ UYGULAMASI		52
4.1	Wärtsilä 4L20 Ana Makinesinin Enerji Dengesi	52
4.2	İş Akışkanı Seçimi	53
4.3	TORC Termodinamik Analizi	56
4.3.1	Basit TORC Analizi	58
4.3.1.1	Değişken Ana Makine Yüklerindeki Basit TORC Analizi	60
4.3.1.2	Değişken İş Akışkanı Debilerindeki Basit TORC	63
4.3.1.3	Değişken Nt & L Parametrelerinde Basit TORC	65
4.3.1.4	Değişken Debi- L & Nt Parametrelerinde Basit TORC	67
4.3.2	Ön Isıtmalı TORC Analizi	68
4.3.2.1	Değişken Ana Makine Yüklerindeki Ön Isıtmalı TORC	70
4.3.2.2	Değişken İş Akışkanı Debilerindeki Ön Isıtmalı TORC	72
4.3.2.3	Değişken Nt_1 & L_1 Parametrelerinde Ön Isıtmalı TORC	75
4.3.2.4	Değişken Nt_2 & L_2 Parametrelerinde Ön Isıtmalı TORC	76
4.3.2.5	Değişken Debi- L_2 & Nt_2 Parametrelerinde Ön Isıtmalı TORC	78
4.3.3	Ön Isıtmalı Rejeneratif TORC Analizi	79
4.3.3.1	Değişken Ana Makine Yüklerindeki Ön Isıtmalı RTORC	80
4.3.3.2	Değişken İş Akışkanı Debilerindeki Ön Isıtmalı RTORC	84
4.3.3.3	Değişken L_R & Nt_R Parametrelerinde Ön Isıtmalı RTORC	86
4.3.3.4	Değişken Nt_2 & L_2 Parametrelerinde Ön Isıtmalı RTORC	87
4.3.3.5	Değişken Debi- L_2 & Nt_2 Parametrelerinde Ön Isıtmalı RTORC	88

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER	90
KAYNAKLAR	93
EK-A	
MATLAB KODLARI	97
ÖZGEÇMİŞ	104

SİMGE LİSTESİ

A_o	Dış taraftaki alan [m^2]
A_s	Akış alanı [m^2]
C_{max}	Büyük olan ısıl kapasite [$W/^\circ C$]
C_{min}	Az olan ısıl kapasite [$W/^\circ C$]
CL	Boru Kurulum Sabiti
C_p	Sabit basınç özgül ısı [$J/kg^\circ C$]
CTP	Boru Sayısı Hesaplama Sabiti
D_e	Eşdeğer çap [m]
D_s	Gövde Çapı [m]
d_i	İç taraftaki boru çapı [m]
d_o	Dış taraftaki boru çapı [m]
D_s	Gövde çapı [m]
F	Düzeltilme Faktörü
f	Sürtünme Faktörü
g	Yer çekimi [m/s^2]
G_s	Kütle akısı [kg/m^2s]
h_{in}	İç taraftaki taşınım katsayısı [$W/kg^\circ C$]
h_{out}	Dış taraftaki taşınım katsayısı [$W/kg^\circ C$]
L	Boy [m]
N_b	Gövde içi perde sayısı
NL	Akış yönünde olan boru demetleri sayısı
NT	Akışa dik yönde olan boru demetleri sayısı
N_t	Gövde içi boru sayısı
Nu	Nusselt Sayısı
PR	Adım Oranı
Pr	Prandtl Sayısı
P_T	İki Boru Merkezi Arasındaki mesafe [m]
$\dot{Q}$	Transfer Edilecek Isı [kW]
Re	Reynolds Sayısı
R_{fi}	İç taraftaki kirlenme faktörü [$^\circ C/W$]
R_{fo}	Dış taraftaki kirlenme faktörü [$^\circ C/W$]
s	Özgül entropi [J/kgK]
SL	Akış yönünde iki boru arasındaki yatay uzaklık [m]

ST	Akışa dik yönde iki boru arasındaki dikey uzaklık [m]
T	Sıcaklık [$^{\circ}C$]
T_{C1}	Soğuk olan akışkanın giriş sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{C2}	Soğuk olan akışkanın çıkış sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{H1}	Sıcak olan akışkanın giriş sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{H2}	Sıcak olan akışkanın çıkış sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{pc}	Sözde kritik sıcaklık [$^{\circ}C$]
T_{sat}	Doyma sıcaklığı [$^{\circ}C$]
U_o	Dış taraftaki toplam taşınım katsayısı [W/kgK]
$\dot{W}_p$	Pompa gücü [kW]
$\dot{W}_T$	Türbin gücü [kW]
$\dot{W}_{net}$	Net güç [kW]
x	Kuruluk derecesi
$\dot{X}$	Ekserji [kW]
γ	Geri dönüşüm verimi
ΔP_{lost}	Basınç Kaybı [kPa]
ΔT_{lm}	Logaritmik Sıcaklık Farkı [$^{\circ}C$]
ΔT_{maks}	En fazla Sıcaklık Farkı [$^{\circ}C$]
ϵ	Etkinlik katsayısı
ϵ_p	Pürüzlülük değeri [m]
η_I	I. Yasa Verimi (Termal Verim)
η_p	Pompa izentropik verimi
η_T	Türbin izentropik verimi
ρ	Yoğunluk [kg/m ³]

KISALTMA LİSTESİ

EEDI	Enerji Verim Dizayn İndeksi
GWP	Küresel Isınma Potansiyeli
IMO	Uluslararası Denizcilik Organizasyonu
LEC	Seviyelendirilmiş Enerji Maliyeti
LOSF	Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı
NIST	Ulusal Standartlar ve Teknoloji Enstitüsü
NTU	Transfer Birim Sayısı
ODP	Ozon Tüketme Potansiyeli
ORC	Organik Rankine Çevrimi
PTI	Güç Alım Etkin
PTO	Güç Alım Devre Dışı
RTORC	Rejeneratif Transkritik Organik Rankine Çevrimi
TORC	Transkritik Organik Rankine Çevrimi
WHRS	Atık Isı Geri Kazanım Sistemi

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1 12S90ME-C9.2 Gemi Ana Makinesi Isıl Enerji Dengesi [37]	7
Şekil 2. 2 6L70MC, MAN Gemi Ana Makinesinin Egzoz Gazının Sıcaklığı [38]	8
Şekil 2. 3 6L70MC, MAN Gemi Ana Makinesinin Egzoz Gazının Basıncı [38]	9
Şekil 2. 4 6RTA72U, WARTSILA Gemi Ana Makinesinin Egzoz Gazının Sıcaklığı [38]	9
Şekil 2. 5 6RTA72U, WARTSILA Gemi Ana Makinesinin Egzoz Gazının Basıncı [38]	10
Şekil 2. 6 WHRS'siz ve WHRS'li ana makinenin enerji [37]	11
Şekil 2. 7 İdeal Rankine Çevrim Şeması ve $T-s$ diyagramı [40]	12
Şekil 2. 8 Rankine ve Kalina $T-s$ Diyagramları [39]	13
Şekil 2. 9 Rankine ve Kalina $T-s$ Diyagramları ve Ortalama Sıcaklıkları [39]	14
Şekil 2. 10 Sabit Basıncıta Kütle Kesrine Bağlı Faz Diyagramı [39]	14
Şekil 2. 11 Örnek bir Kalina Çevrim Şeması [39]	15
Şekil 2. 12 Rejeneratif Kalina Çevrim Şeması [39]	15
Şekil 2. 13 MAN Diesel & Turbo Gaz Türbini ile WHRS [37]	16
Şekil 2. 14 MAN Diesel & Turbo Gaz Türbini ve Ortak Bir Taban Plakası [37]	17
Şekil 2. 15 MAN Diesel & Turbo Gaz Türbini ve Ortak Bir Taban Plakası [37]	17
Şekil 2. 16 MAN Diesel & Turbo Kombine WHRS [37]	18
Şekil 2. 17 Rejeneratif ORC Çevrim Şeması (a) ve $T-s$ Diyagramı (b) [17]	19
Şekil 2. 18 Transkritik ORC Çevrim Şeması (a) ve $T-s$ Diyagramı (b) [17]	20
Şekil 3. 1 R134a'nın Sözde Kritik Bölgede Özelliklerinin Değişimi [22]	22
Şekil 3. 2 Çift Borulu Paralel Akışlı Isı Değiştiricisi	26
Şekil 3. 3 Çift Borulu Karşıt Akışlı Isı Değiştiricisi	26
Şekil 3. 4 Bakır İletim Katsayısının Sıcaklıkla Değişimi [29]	27
Şekil 3. 5 $\epsilon-NTU$ Yöntemine Göre İterasyonlar ile Çıkış Sıcaklıkları	27
Şekil 3. 6 $LOS F$ Yöntemine Göre İterasyonlar ile Çıkış Sıcaklıkları	28
Şekil 3. 7 Çift borulu Isı değiştiricilerinin Ayrıklaştırılması	28
Şekil 3. 8 $\epsilon-NTU$ ve $LOS F$ Yöntemine Göre Paralel Akış için Sıcaklık Eğrileri	29
Şekil 3. 9 $\epsilon-NTU$ ve $LOS F$ Yöntemine Göre Karşı Akış için Sıcaklık Eğrileri	29
Şekil 3. 10 Çift Fazlı Akışlar için Paralel Çift Borulu Isı Değiştiricisi	30
Şekil 3. 11 Isı Değiştiricisi Boyunca Sıcaklık değişimi	30
Şekil 3. 12 Su için Doyma Sıcaklığı ve Basıncı [31]	31
Şekil 3. 13 Isı Değiştiricisi Boyunca Kuruluk Derecesi	31
Şekil 3. 14 Isı Değiştiricisi Boyunca Sıcaklık ve Kuruluk Derecesi	32
Şekil 3. 15 R1234yf ve R32 için Sözde Kritik Sıcaklıkları [21]	33

Şekil 3. 16	Kritik Noktaya Yakın Akış için Paralel Çift Borulu Isı Değiştiricisi.....	34
Şekil 3. 17	Isı Değiştiricisi Boyunca Akışkanların Sıcaklık Dağılımları	35
Şekil 3. 18	Isı Değiştiricisi Boyunca İç Taraftaki Akışkanın <i>Nusselt Sayısı</i> Dağılımı.....	35
Şekil 3. 19	Gövde Borulu Isı Değiştiricisi	36
Şekil 3. 20	Gövde Borulu Isı değiştiricisinin Ayırıklaştırılması.....	38
Şekil 3. 21	Isı Değiştiricisi Boyunca Sıcak ve Soğuk Akışkanın Sıcaklık Dağılımları	39
Şekil 3. 22	Sıcak ve Soğuk Akışkanın Çıkış Sıcaklıkları için Bağış Hata Oranları.....	40
Şekil 3. 23	Sıcak ve Soğuk Akışkanın Çıkış Sıcaklıkları.....	40
Şekil 3. 24	Değişken L ve Nt değerlerinde Sıcak ve Soğuk Akışkanın Çıkış Sıcaklıkları ..	41
Şekil 3. 25	Isı Değiştiricisi Boyunca Sıcak ve Soğuk Akışkanın Sıcaklık Dağılımları	42
Şekil 3. 26	Sıcak ve Soğuk Akışkanın Çıkış Sıcaklıkları için Bağış Hata Oranları.....	43
Şekil 3. 27	Sıcak ve Soğuk Akışkanın Çıkış Sıcaklıkları.....	43
Şekil 3. 28	Sıcak ve Soğuk Akışkanın Çıkış Sıcaklıkları.....	44
Şekil 3. 29	Bir Boru Demeti Üzerinde Çapraz Akış [32], [29]	45
Şekil 3. 30	Sıralı Düzen ve Şaşırtmalı Düzen [29]	47
Şekil 3. 31	Çapraz Akışlı Örnek Kondenser Düzeni	48
Şekil 3. 32	Çapraz Akışlı Isı Değiştiricisinde Sıcaklık Dağılımları	48
Şekil 3. 33	Sıcak ve Soğuk Akışkanların Bağlı Hata Oranları.....	49
Şekil 3. 34	Sıcak ve Soğuk Akışkanın Çıkış Sıcaklıkları.....	49
Şekil 3. 35	Yoğuşma Sırasında Kuruluk Derecesi Dağılımı	50
Şekil 3. 36	Isı Değiştiricisi Boyunca En Fazla Hız Dağılımı	50
Şekil 3. 37	Sıcak Akışkan Soğuk Akışkan Çıkış Sıcaklıkları	51
Şekil 4. 1	<i>Wärtsilä 4L20</i> Enerji Dengesi [28].....	53
Şekil 4. 2	R1234yf, Doyma Eğrisi [31], Söзде Kritik Sıcaklığı Eğrisi, [21]	55
Şekil 4. 3	Basit TORC Şeması [28]	58
Şekil 4. 4	Basit TORC Örnek $T-s$ Diyagramı	59
Şekil 4. 5	$T-s$ diyagramları, Basit TORC	61
Şekil 4. 6	Performans Parametreleri, Basit TORC.....	62
Şekil 4. 7	Kondenser Giriş ve Çıkış Basınçları, Basit TORC.....	62
Şekil 4. 8	$T-s$ diyagramları, Basit TORC	63
Şekil 4. 9	Performans Parametreleri, Basit TORC.....	64
Şekil 4. 10	Kondenser Giriş ve Çıkış Basınçları, Basit TORC	65
Şekil 4. 11	Net Güç, Basit TORC.....	66
Şekil 4. 12	I. Yasa Verimi ve Geri Dönüşüm Verimi, Basit TORC	66
Şekil 4. 13	Net Güç ve I. Yasa Verimi, Basit TORC	67
Şekil 4. 14	Ön Isıtmalı TORC Şeması [28]	68
Şekil 4. 15	Ön Isıtmalı TORC Örnek $T-s$ Diyagramı.....	69
Şekil 4. 16	$T-s$ diyagramları, Ön Isıtmalı TORC.....	71
Şekil 4. 17	Performans Parametreleri, Ön Isıtmalı TORC.....	72
Şekil 4. 18	Kondenser Giriş ve Çıkış Basınçları, Ön Isıtmalı TORC	72
Şekil 4. 19	$T-s$ diyagramları, Ön Isıtmalı TORC.....	73
Şekil 4. 20	Parametreleri, Ön Isıtmalı TORC.....	74
Şekil 4. 21	Kondenser Giriş ve Çıkış Basınçları, Ön Isıtmalı TORC	75
Şekil 4. 22	Net Güç, Ön Isıtmalı TORC.....	76
Şekil 4. 23	I. Yasa Verimi ve Geri Dönüşüm Verimi, Ön Isıtmalı TORC	76
Şekil 4. 24	Net Güç, Ön Isıtmalı TORC.....	77

Şekil 4. 25	I. Yasa Verimi ve Geri Dönüşüm Verimi, Ön Isıtmalı TORC	77
Şekil 4. 26	Net Güç ve I. Yasa Verimi, Değişken Debi ve L_2 & Nt_2 , Ön Isıtmalı TORC	78
Şekil 4. 27	Ön Isıtmalı Rejeneratif TORC Şeması [28]	79
Şekil 4. 28	Ön Isıtmalı Rejeneratif TORC Örnek $T-s$ Diyagramı	80
Şekil 4. 29	Değişken Yüklerdeki $T-s$ diyagramları, Ön Isıtmalı RTORC	82
Şekil 4. 30	Performans Parametreleri, Ön Isıtmalı RTORC	83
Şekil 4. 31	Kondenser Giriş ve Çıkış Basınçları, Ön Isıtmalı RTORC	83
Şekil 4. 32	Değişken Debilerde $T-s$ diyagramları, Ön Isıtmalı RTORC	84
Şekil 4. 33	Değişken Debilerde Performans Parametreleri, Ön Isıtmalı RTORC	85
Şekil 4. 34	Kondenser Giriş ve Çıkış Basınçları, Ön Isıtmalı RTORC	85
Şekil 4. 35	Net Güç, Ön Isıtmalı RTORC	86
Şekil 4. 36	I. Yasa Verimi ve Geri Dönüşüm Verimi, Ön Isıtmalı RTORC	87
Şekil 4. 37	Net Güç, Ön Isıtmalı RTORC	87
Şekil 4. 38	I. Yasa Verimi ve Geri Dönüşüm Verimi, Ön Isıtmalı RTORC	88
Şekil 4. 39	Net Güç ve I. Yasa Verimi, Ön Isıtmalı RTORC	89

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2. 1 Sıcaklığa bağlı atık ısı enerjilerinin Sınıflandırılması [36].....	7
Çizelge 2. 2 Sıcaklığa Bağlı Atık Isı Sınıflandırılması [16], [36].....	8
Çizelge 3. 1 Çeşitli Durumlarda Akışkanların Çıkış Sıcaklıkları	32
Çizelge 3. 2 Çeşitli Durumlarda Akışkanların Çıkış Sıcaklıkları	34
Çizelge 3. 3 Çıkış Sıcaklıklarındaki Bağlı Hata Oranları	35
Çizelge 3. 4 $C-m-n$ Değerleri (3.39) Eşitliği için [29]	45
Çizelge 4. 1 Bazı Organik Akışların Ekolojik Değerleri [41]	55
Çizelge 4. 2 İş Akışkanlarının Kritik Nokta Sıcaklığı ve Basıncı [31]	56
Çizelge 4. 3 Ana Makine Yüküne Bağlı Olarak Egzoz Gazı Sıcaklıkları ve Debisi [28]	57
Çizelge 4. 4 Değişken Yüklerde TORC'un Basit TORC Parametreleri	61
Çizelge 4. 5 Değişken Debilerde Basit TORC Parametreleri	64
Çizelge 4. 6 Değişken Yüklerde Ön Isıtmalı TORC Parametreleri	71
Çizelge 4. 7 Ön Isıtmalı TORC Parametreleri	73
Çizelge 4. 8 Değişken Debilerde Ön Isıtmalı RTORC Parametreleri	82
Çizelge 4. 9 Değişken Debilerde Ön Isıtmalı Rejeneratif TORC Parametreleri	84

GEMİLERDE ATIK ENERJİNİN TRANSKRİTİK ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ İLE GERİ KAZANIMI

İbrahim KAYA

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Yasin ÜST

Yakıt fiyatlarının artması, küresel enerji talebi ve yeni kısıtlayıcı emisyon düzenlemelerinin yürürlüğe girmesi, daha verimli ve çevre dostu güç çevrimlerinin tasarlanmasını ve mevcut enerji türlerinin en iyi değerlendirilmesini gerektirir. Dünya ticaretinin büyük çoğunluğu gemi taşımacılığı ile yapıldığı düşünülür ise gemilerde enerji verimliliği önemli hale gelmektedir. Uluslararası denizcilik örgütü (IMO) gemi kaynaklı emisyonlara aşamalı olarak sınırlamalar getirmektedir.

Gemilerde atık ısı kaynağı ana ve yardımcı makinelerdir. Bu bağlamda, atık enerjilerin faydalı işe dönüşmesi için ek ilave kurulumlar gereklidir. Bir gemideki başlıca atık ısı kaynakları: egzoz gazı, soğutma suyu, yağlama yağı ve süpürme havası olarak sayılabilir. Bu atık ısı kaynaklarından enerji geri kazanımı için uygulanan yöntemlerden arasında Organik Rankine Çevrimi (ORC)'dir. ORC uygulamaları, yenilenebilir enerji ve atık ısı geri dönüşüm sistemlerinde giderek artan bir ilgi görmektedir. Bu uygulamalar özellikle düşük ve orta kalitedeki ısı enerji kaynaklarının faydalı işe dönüştürülmesinde kullanılır. Organik akışkanlı çevrimler kullanılarak farklı konfigürasyonlar uygulanabilir. Bu çalışmada ise atık ısı geri kazanımı için Organik Rankine Çevrimi'nin bir türevi olan Transkritik Rankine Çevrimi incelenmiştir.

Atık ısı geri kazanımında doğal olarak ısı değiştiriciler kullanılmaktadır. Bu nedenle ısı değiştiricilerindeki ısı transferi olaylarını hassas bir şekilde tahmin edebilmek için ısı

transferi ve basınç kaybı modelleri kullanılır. Bu çalışmada; ısı değıştircilerdeki basınç kaybı ve özgül entalpi değışimlerinin, iş akışkanlarının termofiziksel özelliklerine, dolayısıyla sistem performansına olan etkileri incelenmiştir. Ayrıca ana makine yükü, iş akışkanı debisi ve ısı değıştiricisi parametrelerinin atık ısı geri kazanım sistemine olan etkileri de incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Transkritik Organik Rankine Çevrimi; Gemilerde Atık Isı Geri Kazanımı; Isı Değıştiricisi Analizleri.



ABSTRACT

RECOVERY WITH WASTE ENERGY TRANSCRITICAL ORGANIC RANKINE CYCLE IN SHIPS

İbrahim KAYA

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Yasin ÜST

Increasing fuel prices, global energy demand and the introduction of new restrictive emission regulations require more efficient and environmentally friendly power cycles to be designed and the best evaluation of available energy types. If the vast majority of world trade is thought to have been carried by the ship transportation, energy efficiency is becoming important in ships. The International Maritime Organization (IMO) is gradually imposing limitations on marine origin emissions.

Waste heat sources in vessels are main and auxiliary machinery. In this context, additional additional installations are necessary for the waste energy to be useful work. The main waste heat sources in a ship are: exhaust gas, cooling water, lubrication oil and sweeping air. One of the methods for energy recovery from these waste heat sources is Organic Rankine Cycle (ORC). ORC applications are seeing an increasing interest in renewable energy and waste heat recovery systems. These applications are especially used to convert low and medium thermal energy sources into useful works. Different configurations can be applied using organic fluid cycles. In this study, the Transcritical Rankine Cycle that is a derivative of the Organic Rankine Cycle, examined for waste heat recovery.

Heat exchangers are naturally used in waste heat recovery. For this reason, heat transfer and pressure lost models are used to accurately estimate heat transfer events in heat exchangers. In this study; the effects of pressure loss and specific enthalpy changes in

heat exchangers to the thermophysical properties of work fluids and therefore to system performance examined. In addition, the effects of the main engine load, the working fluid flow and the heat exchanger parameters to the waste heat recovery system examined too.

Keywords: Transcritical Organic Rankine Cycle; Waste Heat Recovery in Ship; Heat Exchanger Analyzes.



1.1 Literatür Özeti

İnsan nüfusunun artmasıyla enerji ihtiyacı da artmaktadır. Buna karşın yenilenebilir olmayan enerji kaynakları sınırlıdır. Kaynaklarımızın mevcut potansiyelini en iyi şekilde kullanmak için güç çevrimlerinin verimliliğini artırmak önemlidir. Böylece atık ısının değerlendirilmesi ve dolayısıyla ORC uygulamaları araştırmacılarının dikkatini çekmektedir. Geçtiğimiz on yıllık süre içerisinde ORC sistemleri uygun bir teknolojiye ulaştı. Şimdiden birkaç üretici örnek tesislerin önemli bir listesine sahiptir [1], [2]. Avrupa perspektifinden, ORC'ler var olan atık ısı kaynaklarından 2,5 GW [3] elektrik üretebilir.

Dippo'ya [4] göre termodinamik kıyaslamada en makul gösterge ekserji verimidir. Bu parametre mevcut atık enerjinin işe ne kadar iyi dönüştürüldüğünü gösterir. Birçok yazar [5] ve [6] genişleme sonrası kondenser yükünü azaltmak ve çevrim verimini artırmak için bir reküperatör önerir.

Bir transkritik çevrimin termodinamik performansının faydaları Angelino ve Colonna [7], Saleh vd. [5] ve Schuster vd. [8] tarafından araştırıldı. Schuster vd. [8] göre Transkritik ORC, basit ORC'ye kıyasla %8 daha fazla net güç vermektedir. Ayrıca seçilen organik akışkana göre ORC'nin performansı değişmektedir.

Baik vd. [9] toplam ısı transfer alanı sabit alındığında iş akışkanı olarak R125 ve CO₂ ile transkritik çevrimin bir kıyaslamasında R125'in net güç çıktısının %14 daha fazla olduğunu gösterdiler.

Liu vd. [10] atık ısı geri kazanımı için çeşitli iş akışkanlarının bir ORC üzerine olan etkilerini araştırdılar. Yapılan çalışmada amonyak, su ve etanol gibi bazı moleküllerdeki hidrojen bağı varlığının bu akışkanların buharlaşma entalpilerinin büyük olmasına neden olduğunu ve böylece ıslak akışkanlar gibi davranmasına yol açtığını bulundu. Sonuç olarak bu akışkanları ORC sistemleri için uygunsuz olduğunu belirttiler.

Desai ve Bandyopadhyay [11] basit ORC termal verimi iyileştirmek için hem rejenerasyon hem de ara buhar alma işlemini ile birleştirerek modifiye edebileceğini önerdiler.

Wang vd. [12] , yenilebilir enerji türleri olan solar enerji ve okyanus termal enerji için soğutucu ve benzen sınıfı 11 akışkanı termo fiziksel özelliklerine göre analiz ettiler. Onlar kuru akışkanlardaki dezavantajının kondensere yüklenen ısı yük olduğunu ve bunun içinde rejeneratif bir mimarinin çözüm olabileceğini önerdiler. Islak akışkanlardaki dezavantaj ise türbindeki genişleme süreci boyunca nem içeriğinin artmasıdır. Bu durumlar düşünüldüğünde en uygun akışkanların izentropik akışkanlar olduğu fikrine vardılar.

Karellas vd. [13] transkritik bir ORC'de çalışan plakalı ısı değiştiricisindeki ısı transfer mekanizması incelediler. Onlar mevcut literatürde kritik nokta civarında ısı transfer mekanizmasına yönelik mevcut çalışmaların nadir olduğunu ve kritik nokta civarında alt kritik parametreler için oluşturulan mevcut modellerin kullanılması halinde ısı değiştiricilerin yanlış boyutlandırabileceğini belirttiler. Bu sebeple onlar kritik nokta civarında çalışan ısı değiştiriciler için bir yöntem önerdiler.

Song vd. [14] egzoz gazı ve ceket soğutma suyundan elde edilen atık ısılarını ORC'de kullandılar. Farklı ORC sistemlerinde karşılaştırmalı olarak analiz ederek termal performans, sistemin yapısı ve ekonomik fizibilite parametrelerini dikkate aldılar. Sonuç olarak ORC'de optimum ön ısıtma sıcaklığını sundular.

Yang ve Yeh [15] büyük bir gemi dizel ana makine soğutma suyunu ORC'de kullanılması için termodinamik ve ısı transferi modelleri oluşturarak nümerik sonuçlarını sunmuşlardır. Ardından büyük bir gemi dizel motorunun egzoz gazı kullanımının termodinamik ve ekonomik performans optimizasyonları da bildirildiler. Ayrıca mükemmel termodinamik özelliklere sahip soğutucu akışkanların mükemmel bir performans göstermeleri gerekli olmadığını gösterdiler.

Yang [16] gemi dizel motoru için yeni bir kompakt ısı geri kazanım sistemini üç farklı kurulumla sahip olan Transkritik ORC'sinde sistemlerin ekonomik performansını (*LEC*) araştırdı. Yang çalışmasında iş akışkanı olarak yeni ve sıfır ozon tüketim ve çok düşük küresel ısınma potansiyel değeri ile çevre dostu olan R1234yf'i seçti. Bu akışkanın kritik basınç 3.38 MPa ve kritik sıcaklık $94.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dir. Min-Hsiung Yang bu çalışmasında ısı değiştiricilerini *LOSF* yöntemine dayalı olan bir ayırıklaştırma metodu kullandı. Böylece akışkan özelliklerinin kritik nokta civarında ve faz değişimi geçirir iken ani değişimlerinin etkilerini de hesaplamış oldu. Ardından her bir kurulumda en az *LEC* için en iyi yoğunlaşma sıcaklığı veren bağıntılar sundu. Sonuç olarak her bir kurulum için termodinamik ve ekonomik performans kıyaslamasını gerçekleştirdi.

Bir transkritik güç çevriminde, yoğunlaşma her zamanki gibi iki fazlı bölgede gerçekleşiyor iken kızdırma süreci süperkritik basınçta gerçekleşir. Karşıt olarak, bir saf süperkritik çevrim için yoğunlaşma ve buharlaşma kızgın halde gerçekleşir [17].

Kaya vd. [18] örnek bir gemi dizel ana makinesinin egzoz atık ısı geri kazanımının ısı transferi ve termodinamik analizlerini sundular. Isı transferi analizlerini $\varepsilon - NTU$ yönteminin seriye açılmış formülasyonunu kullanarak gerçekleştirdiler. Ardından değişik parametrelerde Transkritik Organik Rankine Çevrimi'nin performansını karakterize eden değerleri gösterdiler. Sonuç olarak çalışmalarında atık ısı geri kazanımı için Transkritik Organik Rankine Çevrimi'nde en fazla Net Güç ve en fazla I. Yasa Verim değerlerindeki iş akışkanı debilerin farklı olduğunu buldular.

Shen vd. [19] iki fazlı akımlarda sürünmeli basınç kaybı için homojen ve ayırık modelleri derleyip bir deney düzeneği ile karşılaştırdılar.

Braimakis vd. [20] iş akışkanı olarak doğal hidrokarbonlar kullanarak atık ısıyı kullanan ORC değerlendirmesi ve saf doğal soğutucu akışkanlardan oluşan ikili zeotropik karışımların çevrimdeki potansiyel iyileştirmelerini alt ve transkritik basınçlarda araştırdılar.

Yang vd. [21] düşük dereceli atık ısı geri kazanımında iş akışkanı olarak R1234yf / R32'nin değişik karışım oranlarında Transkritik ORC'nin termo-ekonomik performansını araştırdı. Değişik şartlarda en uygun değişik kütle kesirlerini elde ettiler.

Lin vd. [22] akışkanların termo–fiziksel özelliklerinde büyük değişimler gerçekleşen sözde kritik bölgede Transkritik ORC’lerin performans analizlerini ayırtılarak ayrılaştırılmış evaporatör modeli ile gerçekleştirdiler.

Liu vd. [23] iş akışkanı olarak R600/R601a’yı kullanan jeotermal ORC’nin performans analizini ve parametrik optimizasyonu gerçekleştirdiler. Çalışmasında ısı transfer yüzey alanı ve türbin boyutlarını R600a/R601a’ya göre analiz ederek evaporatör–kondenser basınçları ve soğutma suyu sıcaklık artışlarını optimize ettiler. Sonuçlarına göre R600/R601a saf R600’a göre % 4–11 arasında daha fazla güç üretir.

Amicabile vd. [24] otomotiv ağır dizel Motorlarının atık ısı geri dönüşümü için ORC’nin kapsamlı bir tasarım metodolojisini geliştirdi. Çalışmalarında ısı geri dönüşüm sistemi için dizel motorun en iyi atık ısı kaynağı seçimini, en uygun iş akışkanın seçimi, farklı kurulumlar ve sistemin geri ödeme süresini araştırdılar.

Hajabdollahi vd. [25] dizel motoru atık ısı geri kazanımı için bir ORC modelleyip optimizasyonunu gerçekleştirdiler. Termo–ekonomik bakış açısına göre R123 ve R245fa’yı iş akışkanı olarak en uygun adaylar olarak tanımladılar.

Dai vd. [26] geleneksel su buhar Rankine çevrimi ile ORC’yi düşük kalite ısı kaynağında (145 °C) karşılaştırdılar. Dai, ORC’lerin daha verimli olduğunu ve R236EA’nın incelediği çalışma sıvıları arasında en yüksek ekserji verimi sergilediğini belirtti.

Baik vd. [27], ayrılaştırılmış bir ısı değiştiricisi modeli kullanarak, CO₂ ve R125’nin TORC performanslarını karşılaştırdılar. R125’i iş akışkanı olarak kullanan TORC daha fazla net güç çıktısına sahip olduğunu gösterdiler.

1.2 Tezin Amacı

Bu tezin amacı, örnek bir gemi dizel ana makinesinin mevcut atık ısı kaynaklarının işe dönüşebilme potansiyelini Transkritik Organik Rankine Çevrimi (TORC) ile incelemektir. Sisteme ısı giriş ve çıkışları ısı değiştiriciler ile gerçekleştirildiğinden termodinamik analizlerden önce ısı transferi ve basınç kayıpları hesapları yapılacaktır. Ardından farklı senaryolar ile mevcut atık ısı kaynaklarının TORC ile nasıl değerlendirileceği araştırılacaktır.

1.3 Hipotez

Transkritik Organik Rankine Çevriminin termal verimin %10–14 arasında olacağı, atık ısı kalitesine göre geri dönüşüm veriminin orantılı olduğu ve atık ısı kaynaklarının artması ile en fazla gücü veren iş akışkanı debisinin de artacağı tahmin edilmektedir. Ayrıca ısı değiştiricisi iteratif analizleri için ε - NTU (Etkinlik–Transfer Birim Sayısı) yönteminin $LOSF$ (Logaritmik Sıcaklık Farkı) yöntemine göre daha hızlı yakınsayacağı ön görülmektedir.

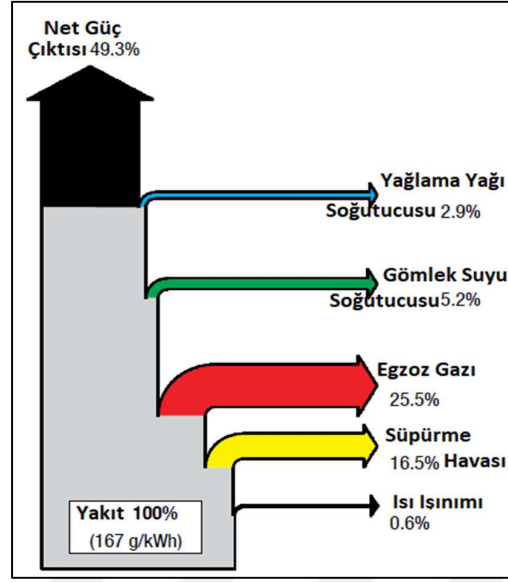


GEMİ ATIK ISI KAYNAKLARI VE GERİ KAZANIM YÖNTEMLERİ

Denizcilikte kullanılan güç sistemlerin büyük çoğunluk ile dizel ana makinelerinden oluşmaktadır. Yakıtın yanma sonucunda ortaya çıkan enerjisinin işe dönüşebilen kısmı haricindeki önemli bir miktarı çeşitli yollar ile çevreye atılır. Gemilerde enerji verimliliğini artırmak için atık ısı geri kazanımının önemine ve bunu sağlamanın yollarına bu bölümde değinilecektir. Ayrıca atık ısı kazanımı CO₂ emisyonlarının azaltılmasını katkı sağlayabilir ve 2013'ten itibaren yeni IMO (Uluslararası Denizcilik Örgütü) EEDI (Enerji Verimliliği Dizayn Endeksi) kuralları ile daha da önem kazanmaktadır.

2.1 Gemi Dizel Ana Makinelerinde Enerji Dengesi

Örnek bir gemi dizel ana makinesinin yanma sonucu ortaya çıkan enerjinin dağılımı Şekil 2.1'de gösterildiği gibidir. Dikkat edileceği üzere yanma sonucu ortaya çıkan ısı enerjisinin yarıya yakınına şaft gücüne dönüştürülebiliyor iken diğer kısmını atık ısı olarak çevreye bırakılır.



Şekil 2. 1 12S90ME-C9.2 Gemi Ana Makinesi Isıl Enerji Dengesi [37]

Şekil 2. 1'de verilen ana makine 84 rpm'de 69.720 kW güç üretmektedir. Şekil 2. 1'de görüleceği üzere örnek gemi dizel ana makinesi için egzoz gazı en büyük atık ısı kaynağı olup ardından süpürme havası ve silindir soğutma suyu gelmektedir. Yağlama yağı ve ısıtım ise göreceli olarak daha küçük bir kısma denk gelir.

2.2 Gemi Dizel Atık Isı Kaynaklarının Kalitesi

Enerji kaynaklarının niceliğın yanında niteliğide önemlidir. Hatırlanacağı üzere enerji dönüşüm sistemlerinde Termodinamiğın I. Yasası toplam enerji korunumuna, II. Yasa ise enerjinin niteliğine atıf yapar. Burada nitelikten kasıt enerji dönüşüm verimliliğı olup ısı makinelerinde dönüşüm verimliliğı sıcaklığın artması ile artar. Aşağıda verilen Çizelge 2. 1'de atık ısı kaynaklarını sıcaklığı göre sınıflandırmıştır.

Çizelge 2. 1 Sıcaklığı bağılı atık ısı enerjilerinin Sınıflandırılması [36]

Atık ısı Kalitesi	Sıcaklık Aralığı
Yüksek	650 °C ve üstü
Orta	232–649 °C
Düşük	232 °C

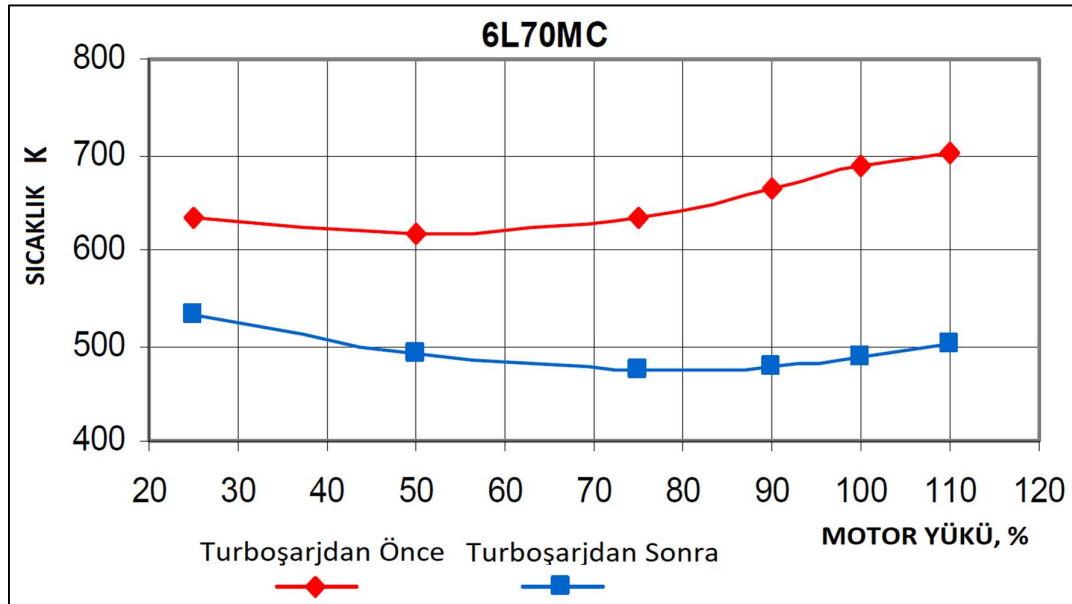
Bu sınıflandırmaya göre Yang'nın [16] referans aldığı WARTSILA RT-flex96C iki zamanlı bir gemi dizel ana makinesinin atık ısı nitelik ve nicelikleri Çizelge 2. 2'de gösterilmiştir.

Çizelge 2. 2 Sıcaklığa Bağlı Atık Isı Sınıflandırılması [16], [36]

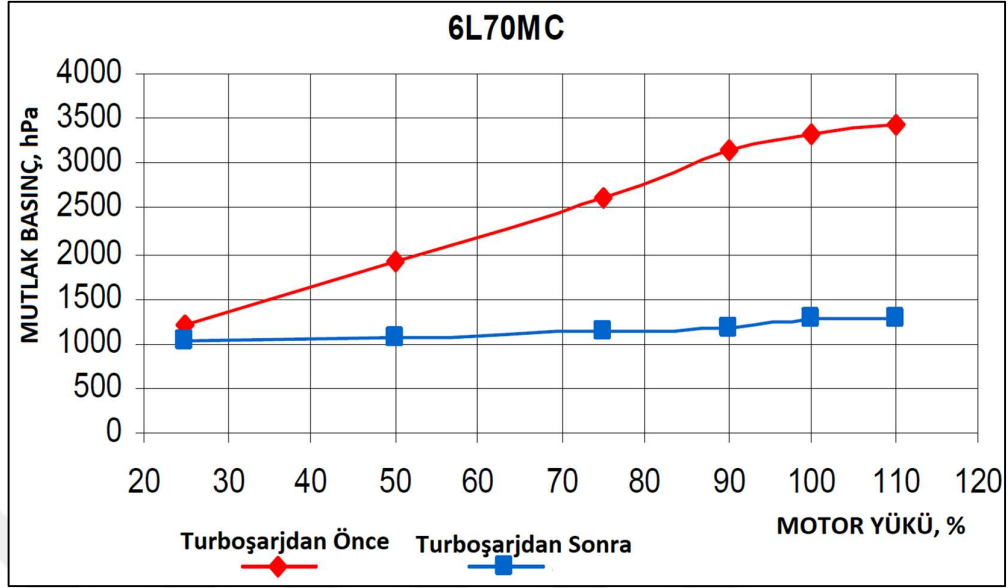
<i>Atık Isı Kaynakları</i>	<i>Debi kg/s</i>	<i>Giriş Sıcaklığı °C</i>	<i>Çıkış Sıcaklığı °C</i>	<i>Kalite</i>
Egzoz Gazı	173	260	133	Orta
Silindir Gömlek Suyu	182.5	90	73	Düşük
Süpürme Havası Soğutma Suyu	190.56	76	46	Düşük

Yukarıdaki atık ısı kaliteleri incelendiği zaman yüksek kalitede ısı kaynağı olmadığı için enerji dönüşüm verimlerinin yüksek olmayacağı tahmin edilebilir.

Standart yüksek verimli gemi dizel ana makinelerinde egzoz gazı sıcaklığı ve basıncı turboşarjdan sonra nispeten düşüktür ve bu durumda bile geminin ısıtma ihtiyacını karşılayabileceği gibi geri kazanım sistemiyle de elektrik enerjisi elde edilebilir. Aşağıdaki grafiklerde örnek gemi dizel ana makineleri için turboşarjdan önce ve sonra egzoz gazının sıcaklık ve basıncını göstermektedir.

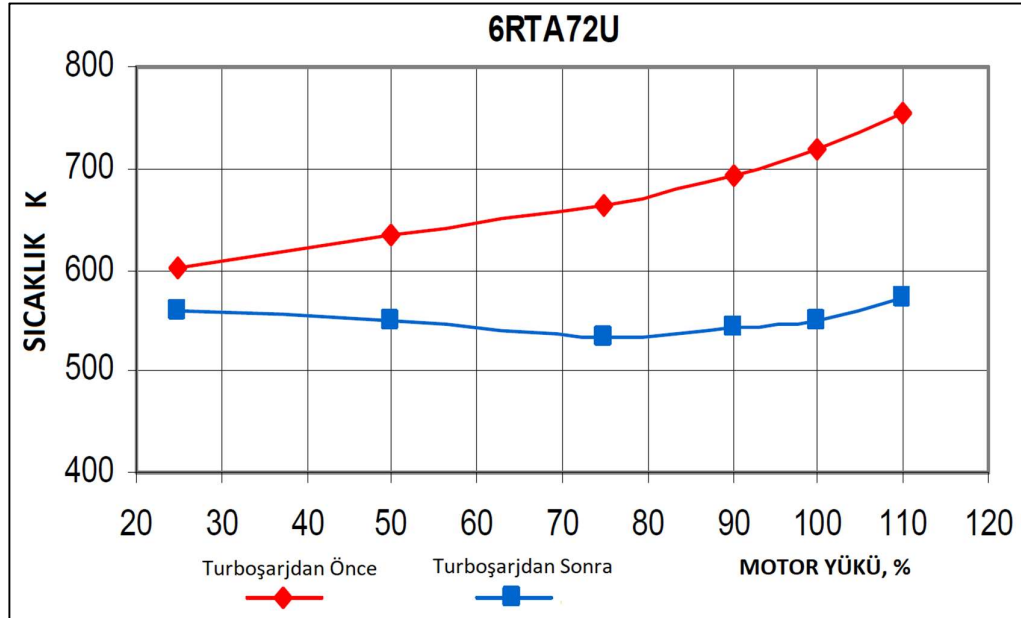


Şekil 2. 2 6L70MC, MAN Gemi Ana Makinesinin Egzoz Gazının Sıcaklığı [38]

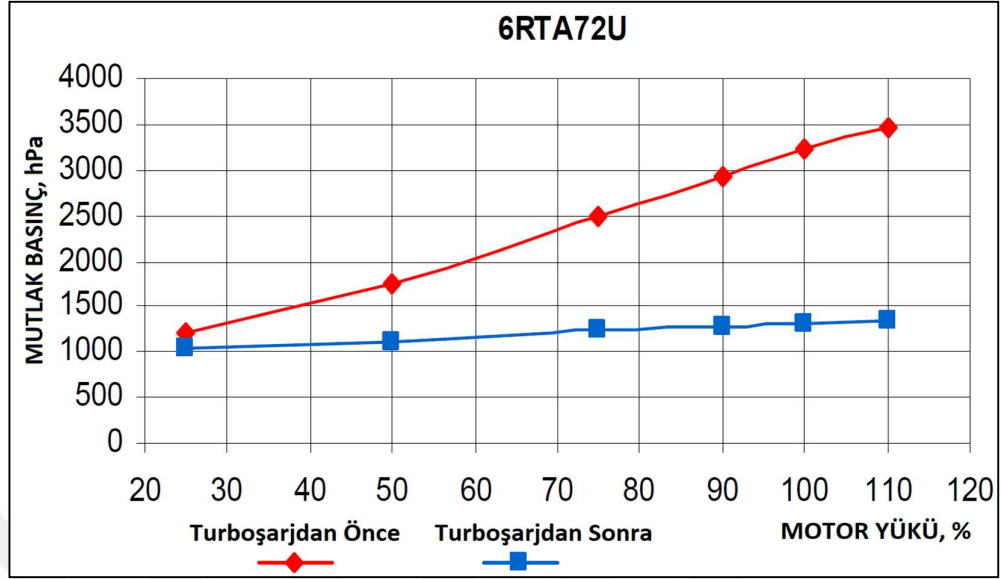


Şekil 2. 3 6L70MC, MAN Gemi Ana Makinesinin Egzoz Gazının Basıncı [38]

Yukarıda Şekil 2. 2 ve Şekil 2. 3'te MAN marka gemi ana makine egzoz gazı sıcaklık ve basınçlarını incelediğimiz zaman valf çıkışı egzoz gazı ekserjisinin kayda değer oranda ana makineyi doldurma amaçlı kullanıldığı görülmektedir.



Şekil 2. 4 6RTA72U, WARTSILA Gemi Ana Makinesinin Egzoz Gazının Sıcaklığı [38]

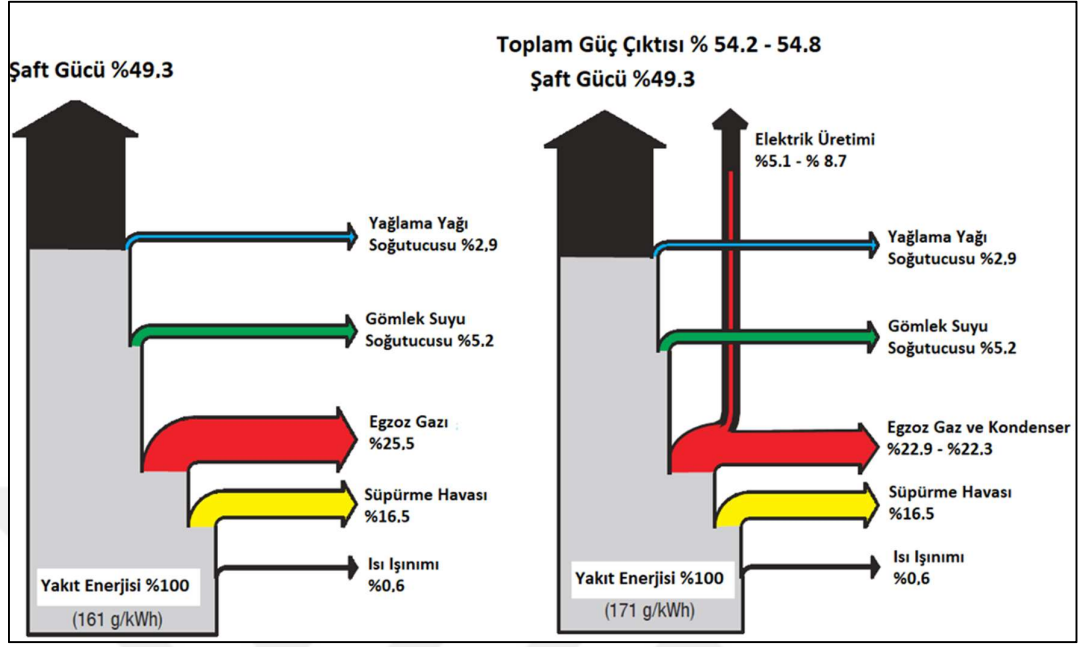


Şekil 2. 5 6RTA72U, WARTSILA Gemi Ana Makinesinin Egzoz Gazının Basıncı [38]

Yukarıda Şekil 2. 4 ve Şekil 2. 5'te WARTSILA marka gemi ana makine egzoz gazı sıcaklık ve basınç eğrileri Şekil 2. 2 ve Şekil 2. 3'tekilerine benzer karakteristikleri göstermektedir. Turboşarjdan sonra egzoz gazının düşük gösterge basıncından dolayı tekrar bir türbinden geçirmek çok verimli olmayabilir. Onun yerine egzoz gazının atık ısı enerjisini bir ısı değiştiricisi vasıtası ile Kalina, Klasik veya Organik Rankine Çevrimi'nde ısı kaynağı olarak kullanmak güç üretimi için daha verimli bir geri kazanım yöntemi olabilir.

2.3 Gemi Dizel Atık Isı Kaynaklarının Geri Kazanım Yöntemleri

Gemi dizel ana makinelerinde atık ısı toplam yakıt enerjisinin yarısını oluşturduğundan gemilerde enerji ekonomisi ve ekolojik değerlendirmeler açısından atık ısı geri kazanım sistemleri önemlidir. Örnek olarak Şekil 2. 6'da WHRS (Atık Isı Geri Dönüşüm Sistemi)'siz ve WHRS'li ana makinenin enerji dengesini göstermektedir.



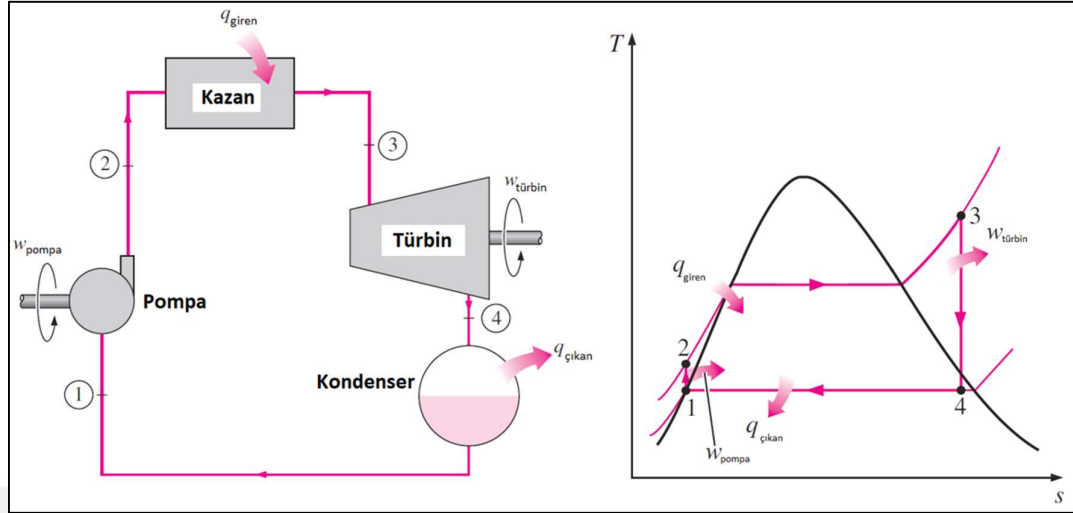
Şekil 2. 6 WHRS'siz ve WHRS'li ana makinenin enerji [37]

Yukarıda Şekil 2. 6'da verilen WHRS'li iki zamanlı dizel ana makinesinin turboşarjından egzoz gazı bypass edilerek bir gaz türbiniyle geminin elektrik enerjisi karşılanmaktadır. Bypass yapılmasının nedeni ise daha önce belirtildiği gibi egzoz gazının turboşarjdan önce ekserjisinin daha fazla olmasından kaynaklanır. Bunun sonucunda taze dolgu miktarı azalmakta ve ana makine termal verimi kısmen azalmaktadır. Fakat elektrik enerji kazanımı ile gemi için toplam enerji verimliliği artmaktadır. Böylece IMO EEDI formülü gemide WHRS'nin düşünülmesine olanak sağlar. Çünkü EEDI bir geminin CO₂ emisyonlarının bir ölçüsü, ve dahası atık ısı geri kazanım sistemi kurarak CO₂ emisyon seviyesini daha da düşürülebilir.

Günümüzde birçok farklı WHRS'ler hazırda mevcuttur. Egzoz gazı haricindeki diğer atık ısı kaynaklarını da kullanabilir. Aşağıdaki başlıklarda bu çözümlere değilecektir.

2.3.1 Rankine Çevrimi

Isı makinelerinden en yüksek verime sahip olan Carnot Çevrimi uygulanamadığı için Rankine Çevrimi kullanılır. İdeal Rankine Çevrimi Şekil 2. 7'de görüldüğü gibi temelde dört bileşenden oluşur. İş akışkanı olarak kullanılan su pompa tarafından basılarak kazanda buharlaşıp, türbinde iş üretilip, kondenserde yoğunlaşır.



Şekil 2. 7 İdeal Rankine Çevrim Şeması ve $T-s$ diyagramı [40]

Rankine çevriminin performansı birçok parametreye bağlıdır. Aynı şemada sistemin performansını artırmak için aşağıdaki önlemler alınabilir;

- Yoğuşturucu basıncının düşürülmesi
- Kazan basıncının yükseltilmesi
- Kazan sıcaklığının artırılması

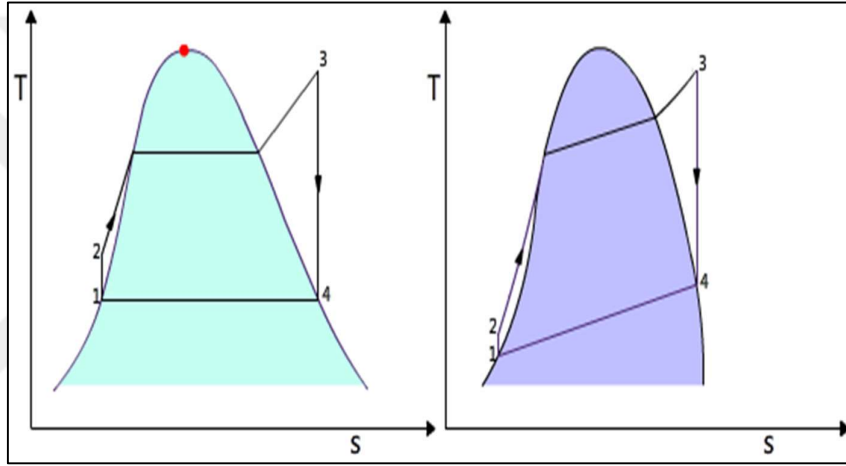
Sistemin tasarımını değiştirerek sistemin performansını artırmak için aşağıdaki değişiklikler uygulanabilir;

- Ara ısıtma uygulanmasıyla farklı basınç türbinlerinin kullanılması
- Rejeneratör kullanılması
- Ara buhar alma

Bu uygulamaları gemi atık ısı kazanım sistemi için düşünür isek, sabit atık ısı kaynağında kazan basıncını yükseltme, yoğuşturucu basıncı azaltma ve ara buhar alma sistemi iyileştirici önlemler olabilir. Kazan basıncını yükseltilmesi ve yoğuşturucu basıncının azaltılmasındaki sınır şartları atık ısı kaynağı ve soğutucu akışkan sıcaklığıdır. Örnek olarak bir gemi için atık ısı kaynağı $350\text{ }^{\circ}\text{C}$ egzoz gazı ve $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ soğutucu akışkan deniz suyu olarak seçilirse en yalın hali ile kazan basıncı kritik suyun kritik basıncından çok, kondenser basıncı ise $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'deki doyma basıncından az olamaz.

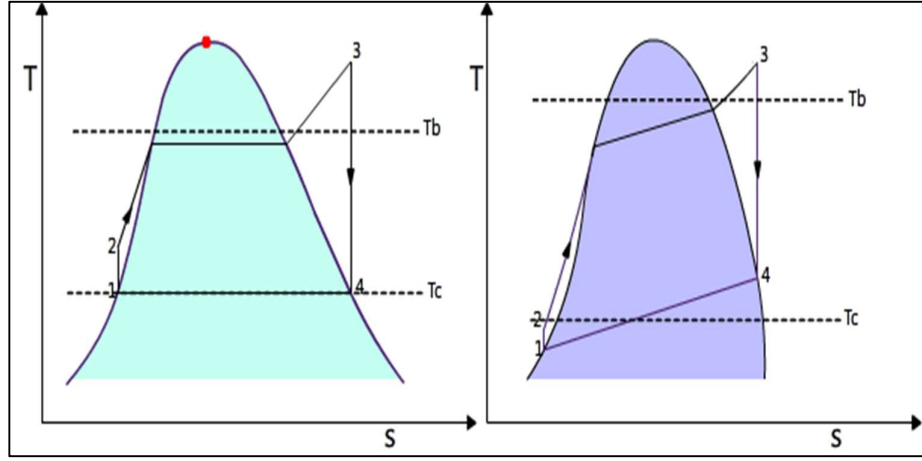
2.3.2 Kalina Çevrimi

Kalina Çevrimi tabanlı güç tesisleri en son geliştirilen güç çevrimlerinden biridir. Düşük sıcaklıklarda Rankine Çevrimine kıyasla daha fazla termal verime sahiptir. Rankine çevriminde olduğu gibi kaynama ve yoğuşma prosesleri sabit sıcaklıklarda gerçekleşmez. Şekil 2. 8’de görüleceği üzere sırası ile Rankine ve Kalina Çevrimi’nin $T - s$ diyagramları verilmiştir. Kalina Çevrimi’nin $T - s$ diyagramından görüleceği üzere faz değişimi sırasında sıcaklık değerleri sabit değildir. Diğer bir fark ise Kalina Çevrimi iş akışkanı olarak ikili akışkan karışımı kullanılır.



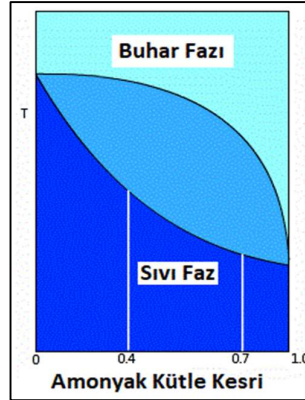
Şekil 2. 8 Rankine ve Kalina $T-s$ Diyagramları [39]

Çoğunlukla bu karışım su ve amonyaktır. Bu sayede Şekil 2.8 (b)’de görüleceği üzere kaynama ve yoğuşma sıcaklıkları değişken olur. Carnot Çevriminden hatırlanacağı üzere, kaynak sıcaklığı arttıkça, kuyu sıcaklığı azaltıkça termal verim artar. Aynı durum ortalama sıcaklıklar için Kalina ve Rankine Çevrimleri içinde geçerlidir. Şekil 2. 9’da açıkça görüleceği üzere Kalina Çevriminin ortalama sıcaklıkları arasındaki fark Rankine Çevrimi’ne kıyasla daha fazla olup, termal verimini Rankine Çevrimi’ne kıyasla daha fazla olur.



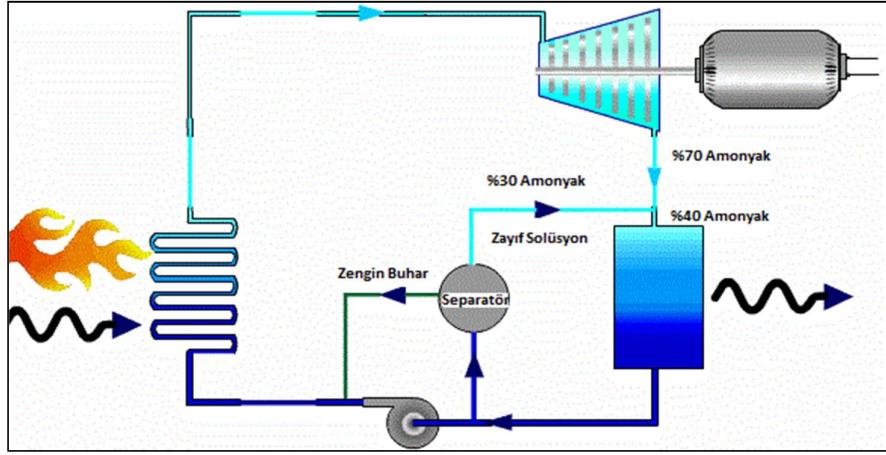
Şekil 2. 9 Rankine ve Kalina $T-s$ Diyagramları ve Ortalama Sıcaklıkları [39]

Kalina Çevrimi Rankine Çevrimi'nden teorik olarak daha verimli olmasına rağmen bazı zorlukları vardır. Bunlardan bir tanesi ise türbindeki iş akışkanının %70'ni oluşturan amonyakın kondenserde çok düşük sıcaklıklarda yoğunlaşmasıdır. Çok düşük sıcaklıklarda soğutucu akışkanın kullanılması ekonomik değildir. Şekil 2. 10'da görüleceği üzere amonyak kesri artıkça yoğunlaşma sıcaklığı dramatik olarak azalmaktadır. Bu yüzden kondenser tarafında amonyak kütle kesrini azaltmalıyız.



Şekil 2. 10 Sabit Basıncıta Kütle Kesrine Bağlı Faz Diyagramı [39]

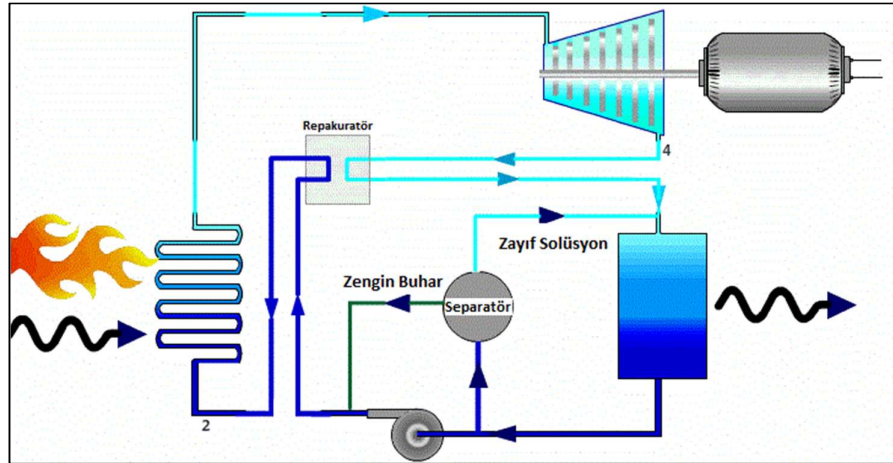
Separatör adı verilen bir ekipman, biri yüksek yoğunluklu ve diğeri düşük yoğunluklu (%30 amonyaklı) kondenser çıkışından iki akışkan akışı üretecektir. Düşük konsantrasyonlu amonyak karışımı türbin çıkışındaki akışkan ile karışır ve orta yoğunlukta (%40 amonyak) bir amonyak karışımı elde edilir. Bu karışım yeterince yüksek yoğunlaşma sıcaklığına sahip olacak ve sıradan soğutma suyu tedarikiyle yoğunlaştırılacaktır. Bu prosesler Şekil 2. 11'de gösterilmiştir.



Şekil 2. 11 Örnek bir Kalina Çevrim Şeması [39]

Akışkan yoğuşmasına takiben, seperatörden çıkan yüksek yoğunluktaki amonyak akışı ile kondenser çıkışındaki akışkanın karışımıyla sistem ilk hale geri getirilir.

Şekil 2. 8’de açıkça görülüyor ki, 2 noktası olan pompa çıkış sıcaklığı, 4 noktası olan türbin çıkış sıcaklığından düşüktür. Dolayısıyla, bu yüksek sıcaklık buhar türbini çıkışından ötürü kazan sıvısını ısıtma şansı bulunmaktadır. Bu, reküperatör adı verilen bir ısı değıştircisi yardımıyla gerçekleştirilir. Bu, Şekil 2. 12’de gösterilmiştir.



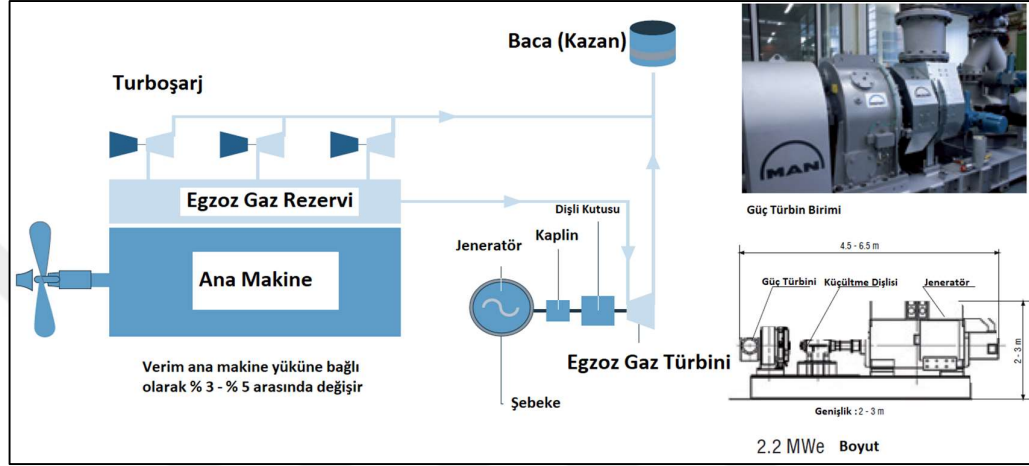
Şekil 2. 12 Rejeneratif Kalina Çevrim Şeması [39]

Rekuperatör kullanımı ile bir önceki durumda tedarik edildiği gibi kazan tarafında aynı miktarda ısıyı tedarik etmemize gerek yoktur böylece termal verimlilik artar.

Kalina Çevrimi gemi dizel ana makine atık ısı kaynaklarının geri dönüşümü için Klasik Rankine Çevrimi’ne kıyasla daha performanslı olacağı tahmin edilebilir.

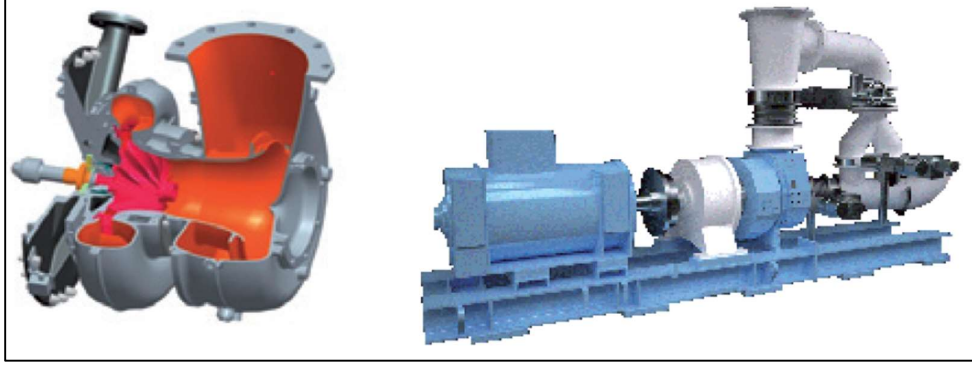
2.3.3 Gaz Türbini

Gemilerde atık ısı geri kazanımının en basit yöntemlerinden bir tanesi egzoz gaz türbinidir. Burada turboşarj öncesi egzoz gazı güç türbinine bypass yapılarak güç üretilir. Buna örnek bir sistem Şekil 2. 15'te gösterilmiştir.



Şekil 2. 13 MAN Diesel & Turbo Gaz Türbini ile WHRS [37]

Egzoz gazı basıncının atmosfer basıncı ile olan farkı ile bir genişleme türbininden güç elde edilebilir. Silindir içinde genişleme sonlarına doğru egzoz valfinin açılmasıyla yüksek basınç ve sıcaklığa sahip egzoz gazlarından motor bloğunun T bölgesine kayda değer ölçüde ısı kaybı yaşanır. Çünkü egzoz gaz hızı ses hızına yaklaşarak önemli ölçüde taşınım katsayısı meydana gelir. Ardından egzoz gazlarının ekserjisi turboşarjda tüketilerek az miktarda ekserjiye sahip olan egzoz gazları çevreye bırakılır. MAN Diesel & Turbo atık ısı geri kazanım uygulamasını veren Şekil 2. 6'da görüleceği üzere turboşarjdan bypass yapılarak elektrik üretimi yapılmıştır. Bu durumdaki termal verim %3–5 arasında olup motor verimini dolgu miktarının düşmesi ile azalsa da toplam verimi artırmıştır. MAN'ın bu çözümünde Şekil 2. 16'da görüldüğü gibi güç türbini ve jeneratörü ortak bir taban plakasına yerleştirilerek WHRS kompakt bir yapıdadır. Sistem düşük ana makine yüklerinde kapalıdır.

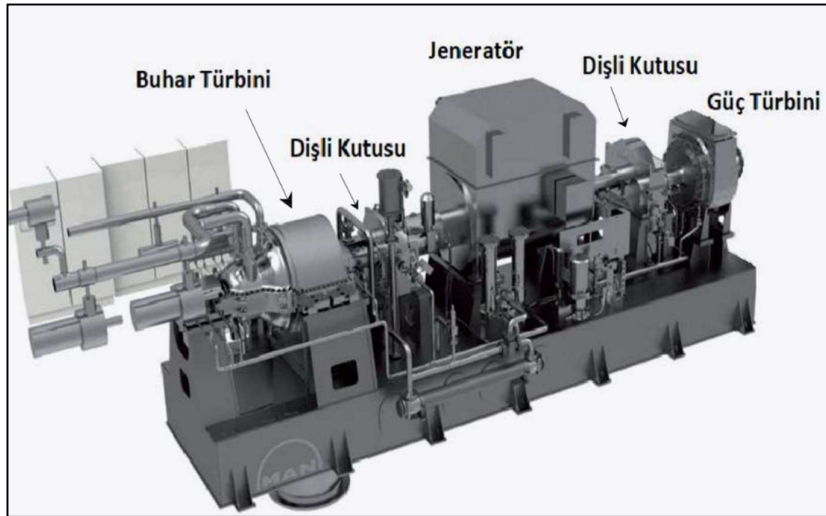


Şekil 2. 14 MAN Diesel & Turbo Gaz Türbini ve Ortak Bir Taban Plakası [37]

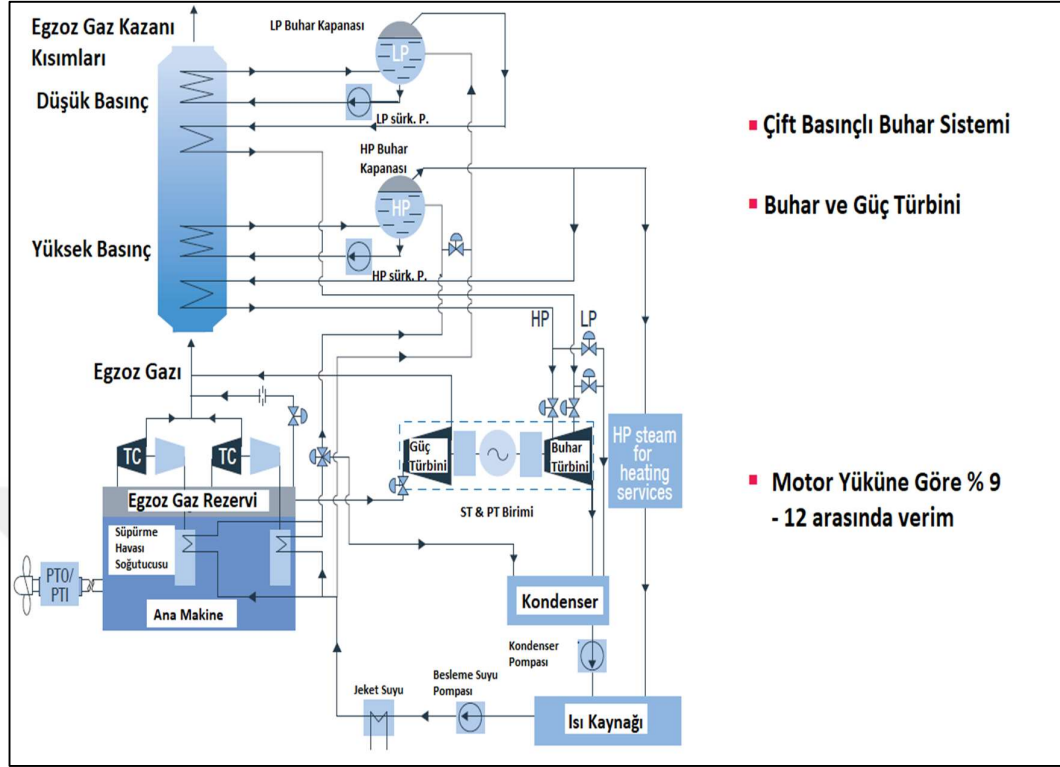
2.3.4 Kombine Geri Kazanım Sistemi

Bu sistemde egzoz gazı güç türbinden sonra bir ısı değıştiricisi vasıtası ile düşük gösterge basınçlarında ısı enerjisini iş akışkanına aktarır. Burada dikkat edilmesi gereken husus ise eğer turboşarjdan bypass yolu ile egzoz gazı WHRS’de kullanılıyor ise debisinin daha az fakat sıcaklığının daha fazla olacağıdır. Böylece iş akışkanın ulaşabileceği en yüksek sıcaklık artırılabilir. Aşağıda gösterilen Şekil 2. 17’de MAN Diesel & Turbo’un bir plakada kompakt bir kombine sistemi gösterilmektedir.

Atık ısı geri kazanımında egzoz gazına ilaveten süpüme havası soğutma suyu ve motor ceket suyu soğutma suyuda kullanılabilir. Aşağıda Şekil 2. 18 ile MAN Diesel & Turbo’nun kombine atık ısı geri kazanım sisteminin şeması gösterilmektedir. Bu sisteminin termal verimi %9–12 arasındadır.



Şekil 2. 15 MAN Diesel & Turbo Gaz Türbini ve Ortak Bir Taban Plakası [37]



Şekil 2. 16 MAN Diesel & Turbo Kombine WHRS [37]

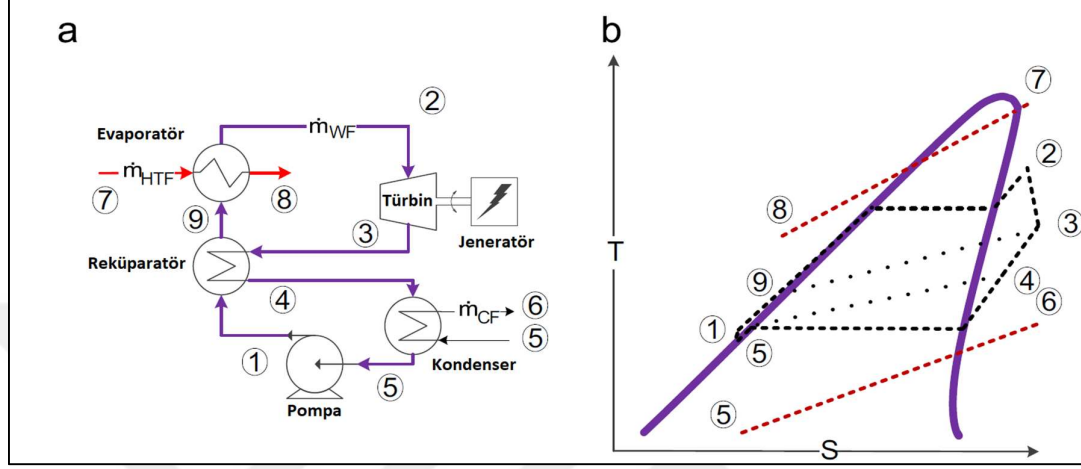
2.3.5 Organik Rankine Çevrimi

Organik Rankine Çevrimi (ORC) temelde Klasik Rankine Çevrimi ile aynı olup sadece iş akışkanı farklıdır. Kullanılan organik akışkanlar genelde soğutucu akışkanlar olup düşük sıcaklıklarda buharlaşabilir. Böylece ORC düşük sıcaklıktaki ısıyı elektrığe dönüştürmek için geçerli bir teknoloji olarak yaygın olarak kabul edilir.

Bir ORC'nin optimizasyonunda beş ana nokta vardır. Bunlar, Isı kaynağı tipi, iş akışkanı tipi, kontrol stratejisi ve komponent yerleşimi ve boyutlarıdır. Isı kaynağı atık ısı, güneş enerjisi, jeotermal enerji veya biokütle olabilir. Avrupa perspektifinden, ORC'ler tarafından mevcut atık ısıdan brüt elektrik enerjisinin 2.5 GW [3] üretilir. Kendiliğinden işin odak noktası atık ısı geri kazanım uygulamaları üzerine olur. Literatürdeki birçok çalışma örnek olarak akışkan seçimi üzerine yoğunlaşmıştır.

Klasik Rankine Çevrimi'ne benzer olarak, gemi ana makine atık ısı enerjilerinin geri kazanım performansına artırmak için Rejeneratif ORC ve Transkritik ORC modifikasyonları yapılabilir.

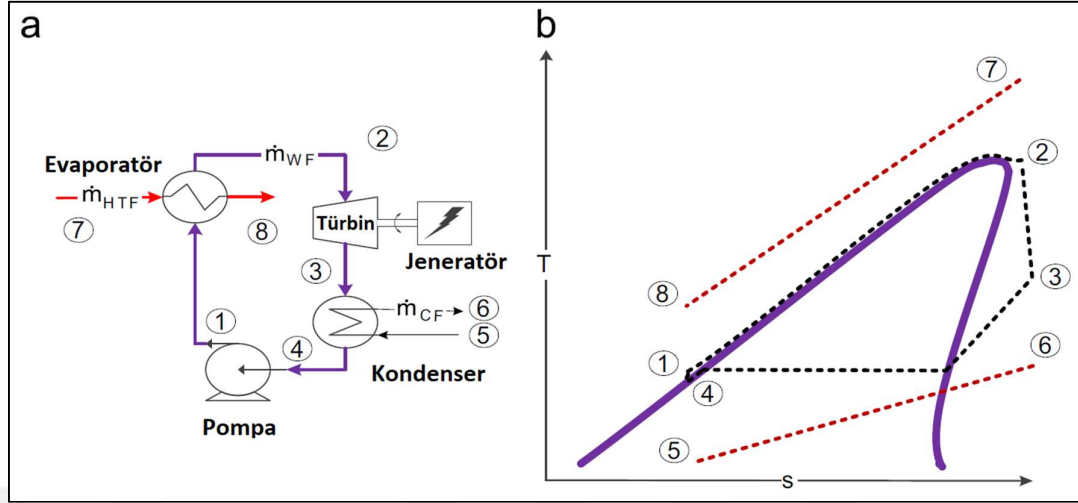
Rejeneratif ORC’lerde türbin çıkışındaki kızgın buhar olması kondenserdeki ekserji yıkımını artırır. Kondenserdeki ekserji yıkımını azaltmak ve sistem performansını geliştirmek için Şekil 2. 13’teki gibi sisteme bir reküparatör eklemek faydalı olabilir.



Şekil 2. 17 Rejeneratif ORC Çevrim Şeması (a) ve T-s Diyagramı (b) [17]

Transkritik çevrimler için 1950’lerden başlayarak, süperkritik hallere dayalı türbin güç üniteleri geliştirmeye yönelik ilk girişimler yapılmıştır. 1957 yılının başlarında ilk transkritik Rankine çevrimi Philo, ABD’de elektrik santralinde başlatılmıştır [17]. 1960 ve 1990 yılları arası sadece Amerika’da 159 yeni transkritik güç çevrimi çalışmaya başladı. Dahası 1990’lardan bugüne transkritik soğutma ve [17] ısı pompa çevrimleri çalışmaları üzerine canlanma vardır. Transkritik çevrimlerinin önemi bu konu üzerine 1000’den fazla patent ile daha da yankılanmaktadır. Aşağıda Şekil 2. 14’de bir Transkritik ORC’nin şeması ve T-s diyagramını gösterilmektedir. Şekil 2. 14’ten anlaşılacağı üzere 1–2 prosesleri arası yani sisteme ısı girişinde bir kaynama ve kaynamaya bağlı sistemin performansını düşüren sabit sıcaklık süreci görülmemektedir. Bu sayede sistemin ortalama sıcaklığı yükseldiğinden performansında Schuster vd. [8]’in belirttiği gibi iyileşmeler (%8) görülebilir.

Transkritik çevrimlerde dikkat edilmesi gereken diğer bir konu ise, kritik bölgelerde akışkan özelliklerinin ani değişimleridir. Bu özellik değişimlerinin etkisini ısı transferinde göstermek için Karellas vd. [13] ısı değiştiricilerinin ayrıklaştırmasını önerdiler.



Şekil 2. 18 Transkritik ORC Çevrim Şeması (a) ve $T-s$ Diyagramı (b) [17]

Bu çalışmada yukarıda gösterilen atık ısı geri kazanım yöntemlerinden biri olan ORC'nin özelleşmiş hali olan Transkritik Organik Rankine Çevrimi ile gemi atık ısı geri kazanım sistemi modellenenecektir. Isı geri kazanımı doğal olarak ısı değiştiricileri yolu ile gerçekleşeceğinden ilk önce ısı değiştiricileri analizi ardından TORC sisteminin termodinamik analizi gerçekleştirilecektir.

ATIK ISI GERİ KAZANIMINDA KULLANILAN ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN ANALİZİ

Atık ısı geri kazanım sistemlerinin karakteristik özelliklerini belirlemek ve performans parametrelerinin tahminleri gerçekleştirmek için ısı değıştircilerde meydana gelen ısı transfer mekanizmalarının anlaşılması önemli bir rol oynamaktadır.

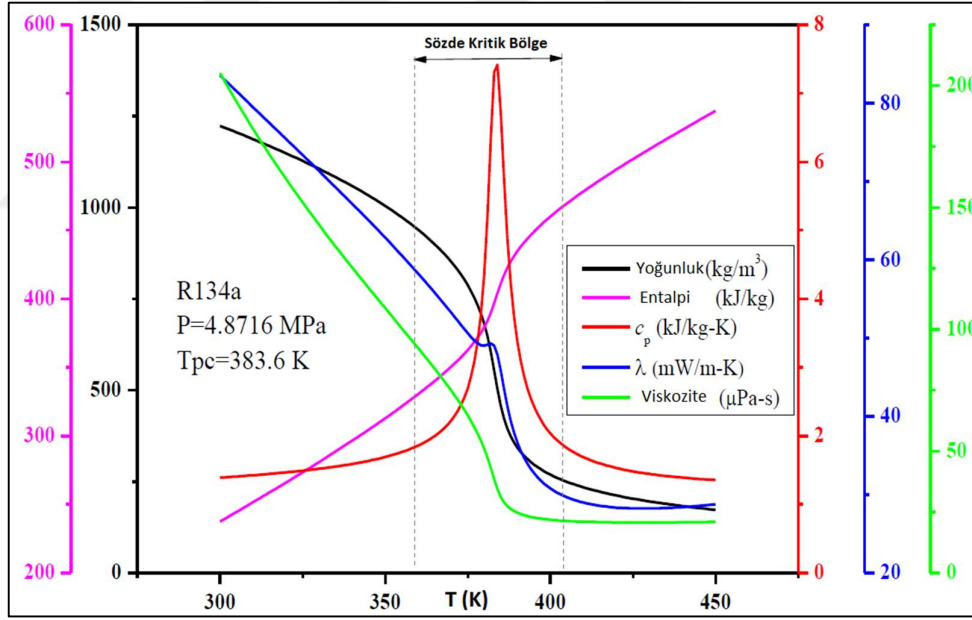
Isı değıştircilerinde birbirine karışmayan farklı sıcaklıklardaki iki akışkan kullanılır. Bilindiğı üzere ısı transferi sıcaklık farkından meydana geldiğı için akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı ısı değıştircisi boyunca korunur ise verimli bir ısı transferi gerçekleşebilir. Fakat bu sıcaklık farkı her zaman korunmayabilir ve sonunda akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı azalacağından ısı transferinde bir dar boğaz (*pinch point*) oluşabilir. Bu durumda ısı değıştircisinin performansı azalır ve ihtiyaçlar doğrultusunda daha fazla ısı transfer yüzey alanı gerektirebilir. Böyle durumlarda akışkanların birinin debisini yükseltmek faydalı olabilir.

Isı değıştircilerinin analizlerinde en çok kullanılan yöntemler arasında: *LOSF* (logaritmik ortalama sıcaklık) yöntemi ve ϵ -*NTU* (*etkinlik-birim transfer sayısı*) yöntemi bulunmaktadır. Eğer bir ısı değıştircisinde herhangi bir akışkanda faz değışimi varsa veya kritik nokta civarında ise termo-fiziksel özellikleri ani bir biçimde değışir. Kritik nokta civarında akışkan özelliklerinin ani değışimine örnek olarak Şekil 3. 1'deki grafiğıne [13] bakılabilir. Bu özellik dalgalanmalarını ısı transferi hesaplarına dahil etmek için ısı değıştircilerinin ayrıklaştırılması (ısı transfer yüzey alanı ve ayrık alanlara karşılık gelen sıcaklık farklarının seriye açılması) gerekir.

Kakaç'ın [28] belirttiği gibi genellikle literatürde *LOSF* yöntemi ile ayırıştırma yapılıyor iken bu çalışmada ε -*NTU* yöntemi analizler gerçekleştirilecektir. Aşağıda verilen başlıklarda her iki yöntemin ayırık sonuçları çift borulu, paralel ve karşı akışlı ısı değiştiricisinde tek fazlı akımlar için karşılaştırılır.

Ayrıca çift borulu paralel akışlı ısı değiştiricisinde kritik noktadan uzak çift fazlı ve kritik noktaya yakın tek fazlı akımlardaki ısı transfer olaylarını incelenir. Daha sonra TORC'da kullanılacak olan ısı değiştiricilerinin ayırıştırma ile elde ediken sonuçları sunulacaktır.

Analizler Matlab [30] ortamında gerçekleştirir iken akışkan özelliklerini çağırmak için literatürde sıkça kullanılan ve Matlab'ın içine gömülü halde olan Refpropm [31] fonksiyonunu kullanılmıştır. Ayrıca daha hassas analiz yapmak için basınç kayıpları da oluşturulacak olan ısı transferi modelleri içerisinde hesaplanır.



Şekil 3. 1 R134a'nın Sözde Kritik Bölgede Özelliklerinin Değişimi [22]

Aşağıda verilen başlıklarda çift borulu ısı değiştiricileri ve TORC'da kullanılacak olan ısı değiştiricilerinin analizleri sonuçları verilmiştir.

3.1 Çift borulu Isı Değiştiricilerin Analizi

Bu başlık altında çift borulu ısı değiştiricilerin aşağıda verilen senaryo ve yöntemlere göre analizler gerçekleştirilecektir.

- a) Kritik noktadan uzak tek fazlı akışlar (*LOSF* ve ϵ -*NTU* & *Paralel* ve *Karşı Akışlar*)
- b) Kritik noktadan uzak çift fazlı akışlar (Yoğuşma & ϵ -*NTU* & *Paralel Akışlar*)
- c) Kritik noktaya yakın tek fazlı akışlar (ϵ -*NTU* & *Paralel Akışlar*)

Isı değıştiricisi analizlerinde yapılan kabuller ise;

- Sistem sürekli ve akış tam gelişmiştir
- Kinetik ve potansiyel enerji değışimleri sıfırdır
- Dıştan çok iyi yalıtılmış ve ısı transferi sadece iki akışkan arasında gerçekleşir
- Eksenel ısı iletimi ihmal edilmiştir.
- Akışkan özellikleri giriş ve çıkış şartlarının ortalamalarına göre hesaplanır

Bu kabuller bütün senaryoları kapsamakta ve az bir hata payı ile bize yeterli doğrulukta sonuçlar vermektedir [29]. Bu senaryolar için ayırıklaştırılmış veya ayırıklaştırılmamış şekilde analizler yapılarak karşılıklı olarak incelenecektir. Böylece entalpi ve basınç değışimlerinin, akışkanların özelliklerine dolayısıyla sistemin ısı transferine olan etkilerini görmüş olacağız. Ek olarak *LOSF* yönteminde çıkış sıcaklıkları bilinmediği için iterasyonlar daha sık kullanılır. Aşağıda boru içi akış için Nusselt bağıntıları, basınç kaybı ve her iki yöntem içinde gerekli formülasyonlar sunulmuştur.

- Sırasıyla tek fazlı akışlar için dairesel boruda laminar ve türbülanslı Nusselt Sayısı bağıntıları [29];

$$Nu = 1,86 \left(\frac{Re Pr di}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (3.1)$$

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{0,5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (3.2)$$

- Sırasıyla çift fazlı akışlarda yoğuşma için dairesel boruda buharın düşük ve yüksek hızlarındaki taşınım katsayısı ve Nusselt Sayısı bağıntısı;

$$h_{iç} = 0.555 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3}{\mu_l (T_{doğ} - T_s)} \left(h_{fg} + \frac{3}{8} C_{pl} (T_{doğ} - T_s) \right) \right]^{1/4}, [29] \quad (3.3)$$

$$Nu = 0,023 Re_{D,i}^{0,8} Pr_l^{0,4} \left[1 + \frac{2,22}{X_{\#}} \right], [32] \quad (3.4)$$

$$X_{\#} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1}, [32] \quad (3.5)$$

- Sırasıyla dairesel boru için laminar ve türbülanslı sürtünme faktörü ve basınç kaybı bağıntıları [29];

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.6)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon / D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (3.7)$$

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho V_{ort}^2}{2} \quad (3.8)$$

- *LOSF* yöntemine göre çift borulu paralel akışlı ısı değiştiricide ısı transfer modeli [29];

$$\dot{Q} = U_o A_o F \Delta T_{lm} \quad (3.9)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3.10)$$

- *LOSF* yönteminin seriye açılmış formülasyonu [33];

$$\dot{Q}_i = U_{o,i} A_{o,i} F_i \Delta T_{lm,i} \quad (3.11)$$

$$\Delta T_{lm,i} = \frac{\Delta T_{1,i} - \Delta T_{2,i}}{\ln(\Delta T_{1,i} / \Delta T_{2,i})} \quad (3.12)$$

- ε -*NTU* yöntemine göre çift borulu ısı değiştiricilerinde ısı transfer formülasyonu [29];

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{\min} (T_{hi} - T_{co}) \quad (3.13)$$

$$NTU = \frac{U_o A_s}{C_{\min}} \quad (3.14)$$

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3.15)$$

- Sırası ile paralel ve karşıt akışlı ısı değıştircilerinin etkinlik katsayıları [29];

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+c)]}{1+c} \quad (3.16)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-c)]}{1 - c \exp[-NTU(1-c)]} \quad (3.17)$$

- ε - NTU yönteminin ayrıık formülasyonu;

$$\dot{Q}_i = \varepsilon_i C_{\min,i} (Th_i - Tc_i), \text{ paralel akışlar için} \quad (3.18)$$

$$\dot{Q}_i = \varepsilon_i C_{\min,i} (Th_{i+1} - Tc_i), \text{ karşı akışlar için} \quad (3.19)$$

$$NTU_i = \frac{U_{o,i} A_{s,i}}{C_{\min,i}} \quad (3.20)$$

$$c_i = \frac{C_{\min,i}}{C_{\max,i}} \quad (3.21)$$

- Sırası ile paralel ve karşı akış için ayrıık etkinlik bağıntıları;

$$\varepsilon_i = \frac{1 - \exp[-NTU_i(1+c_i)]}{1+c_i} \quad (3.22)$$

$$\varepsilon_i = \frac{1 - \exp[-NTU_i(1-c_i)]}{1 - c_i \exp[-NTU_i(1-c_i)]} \quad (3.23)$$

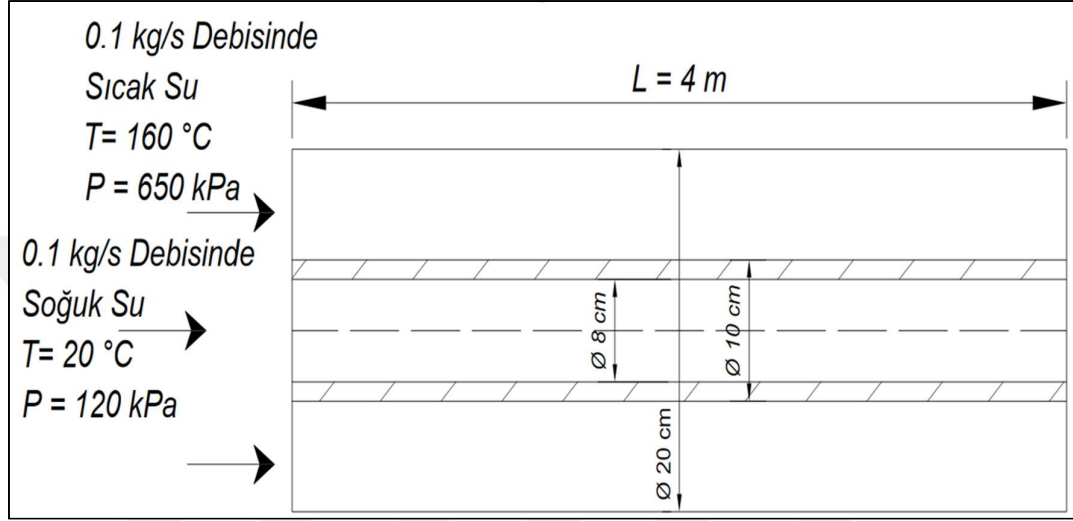
- Toplam taşınım katsayısı [23];

$$U_o = \left(\frac{d_o}{d_i h_{in}} + R_{fi} \frac{d_o}{d_i} + d_o \frac{\ln(d_o / d_i)}{2k} + R_{fo} + \frac{1}{h_{out}} \right)^{-1} \quad (3.24)$$

$$U_{o,i} = \left(\frac{d_o}{d_i h_{in,i}} + R_{fi} \frac{d_o}{d_i} + d_o \frac{\ln(d_o / d_i)}{2k_i} + R_{fo} + \frac{1}{h_{out,i}} \right)^{-1} \quad (3.25)$$

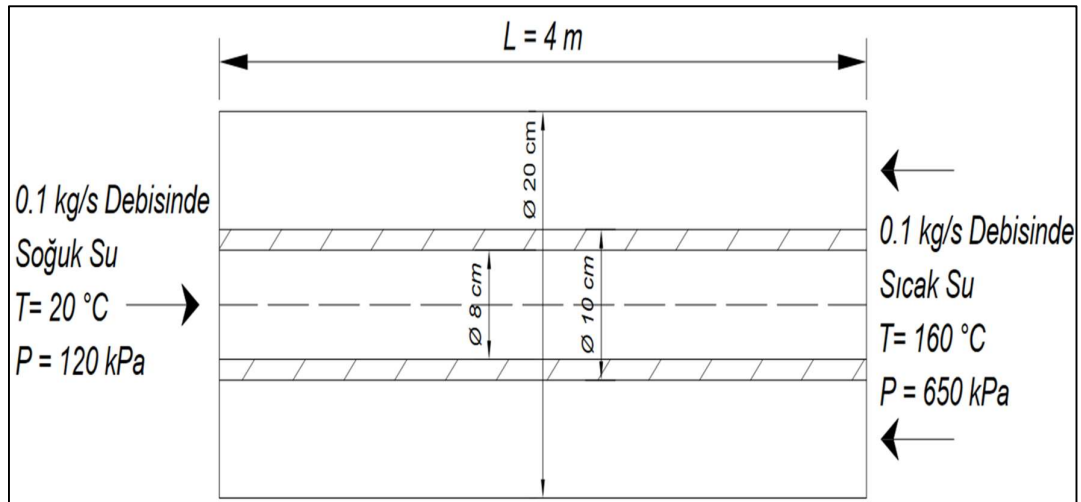
3.1.1 Kritik Noktadan Uzak Tek Fazlı Akışlar

Kritik noktadan uzak tek fazlı akışlar için örnek senaryo Şekil 3. 2 ve Şekil 3. 3’de gösterildiği gibidir. Boru boyu 10 m olarak alınmıştır. Bakır boru yüzeyinin pürüzlülük değeri 0.0015 mm [29] ve iç ve dış kirlilik değerleri $0.0001\text{ m}^2\text{C}/\text{W}$ olarak kabul edilir.

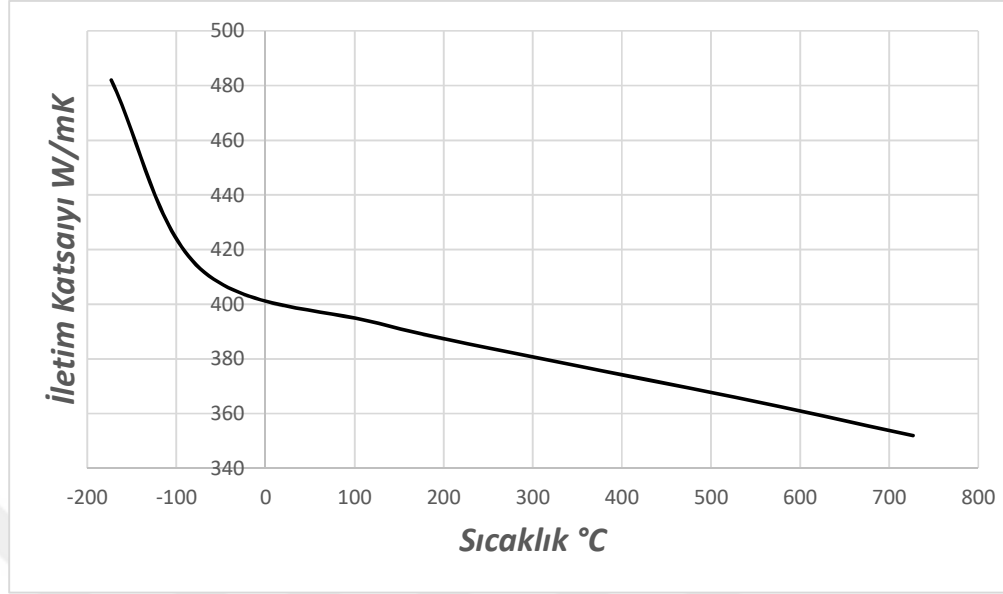


Şekil 3. 2 Çift Borulu Paralel Akışlı Isı Değiştiricisi

Şekil 3. 2 ve Şekil 3. 3’de verilen sistemdeki iki akışkan arasındaki cidar bakır olup, Şekil 3. 4’de sıcaklığa bağlı ısı iletim katsayısı verilmiştir. Bundan sonraki analizlerde boru malzemesi bakır olarak kabul edilecektir. Şekil 3. 4’de verilen iletim katsayısı eğrisi sıcaklığın fonksiyonu halinde değişken yüzey sıcaklıkları için çağırılmaktadır.

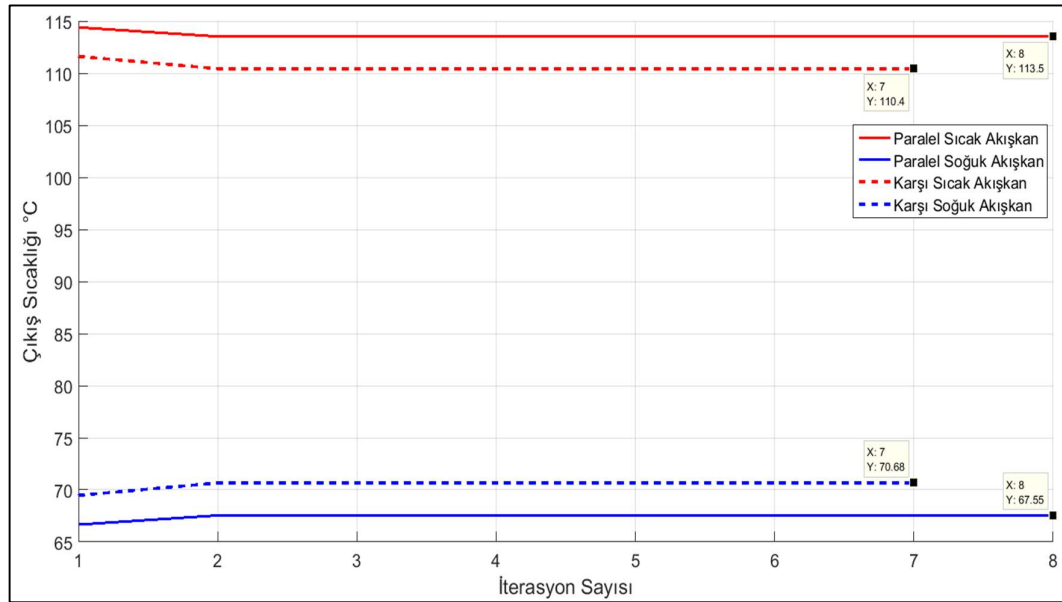


Şekil 3. 3 Çift Borulu Karşıt Akışlı Isı Değiştiricisi

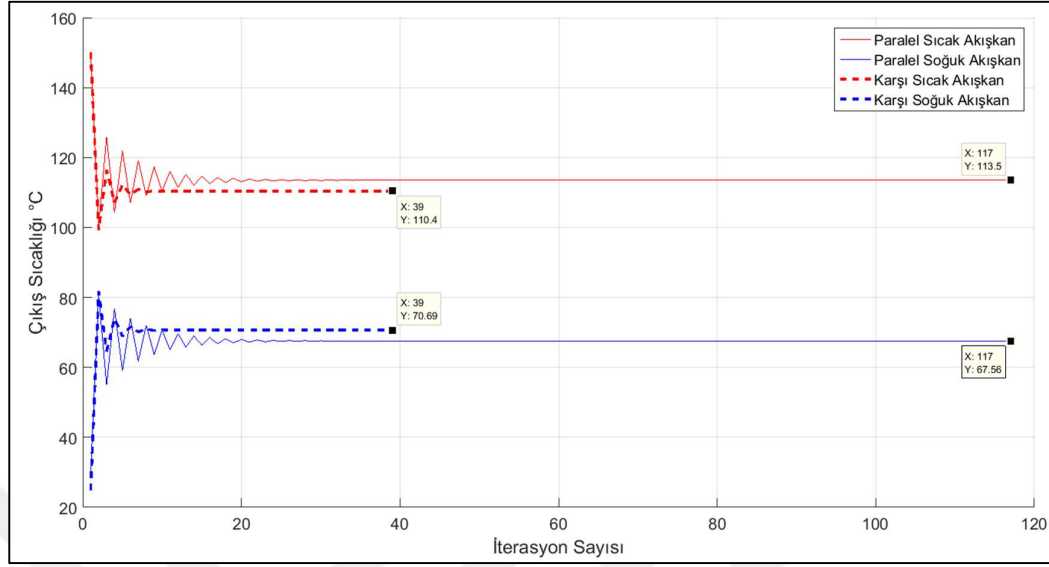


Şekil 3. 4 Bakır İletim Katsayısının Sıcaklıkla Değişimi [29]

Öncelikle her iki akış için ayrıklaştırılmadan sırası ile ϵ - NTU ve $LOSF$ yöntemi ile yapılan iterasyonlarda Şekil 3. 5 ve Şekil 3. 6'de akışkanların çıkış sıcaklıklarını gösterilmektedir. Sürekli çizgiler paralel akış kesikli çizgiler ise karşıt akışın çıkış sıcaklıklarının eğrileridir. Bu kısımda iterasyon yapmamızın nedeni ise iç akışta Nusselt Bağlantılarının giriş ve çıkış özelliklerine göre hesaplanması gerektiğindendir. İterasyonlar $1e-10$ bağıl hata oranında veya daha azında durmaktadır.



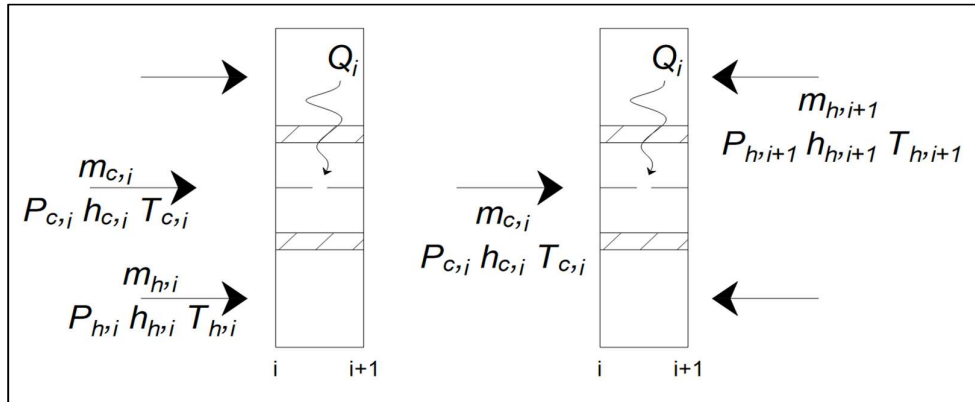
Şekil 3. 5 ϵ - NTU Yöntemine Göre İterasyonlar ile Çıkış Sıcaklıkları



Şekil 3. 6 LOSF Yöntemine Göre İterasyonlar ile Çıkış Sıcaklıkları

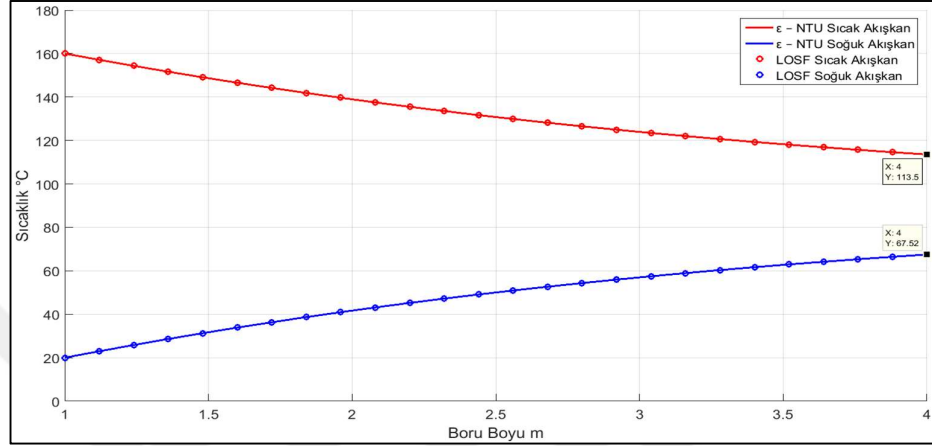
Grafikler incelendiğinde soğuk ve sıcak akışkanların çıkış sıcaklıkları her iki yöntem içinde aynı olduğu söylenebilir. ϵ - NTU yöntemi $1e-10$ bağıl hata oranında karşı akışta 7. iterasyonda, paralel akışta 8. iterasyonda yakınsamaktadır. Aynı senaryolarda ise LOSF yöntemi karşı akışta 39. iterasyonda, paralel akışta 117. iterasyonda yakınsamaktadır. Sonuçlardan açıkça görülmektedir ki ϵ - NTU yöntemi, LOSF yöntemine göre çok daha hızlıdır.

Aşağıda Şekil 3. 7'de sırası ile paralel ve karşıt akışlarda ayrıklaştırılmış parçalar görülmektedir. Burada dikkat edilmesi gereken husus ise ayrıklaştırılmış parça geometrilerinin ϵ - NTU ve LOSF yöntemlerinin formülasyonuna uygun olmasıdır. Bu sayede yukarıda verilen formülasyonlar kullanılabilir.

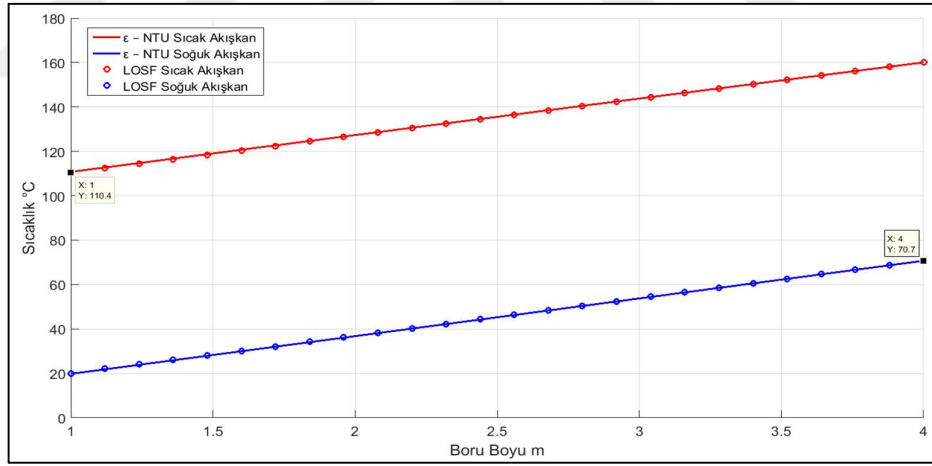


Şekil 3. 7 Çift borulu ısı değıştiricilerinin Ayrıklaştırılması

Aşağıda gösterilen Şekil 3. 8 ve Şekil 3. 9 sırası ile paralel ve karşı akışların: $LOS F$ ve $\epsilon-NTU$ yöntemlerine ayırıklaştırmaları sonucu boru boyunca olan sıcaklık eğrileri gösterilmiştir. Boru boyu 250 eşit parçaya bölünmüştür ve karşı akış için yakınsama kriteri $1e-3$ 'tür.



Şekil 3. 8 $\epsilon-NTU$ ve $LOS F$ Yöntemine Göre Paralel Akış için Sıcaklık Eğrileri



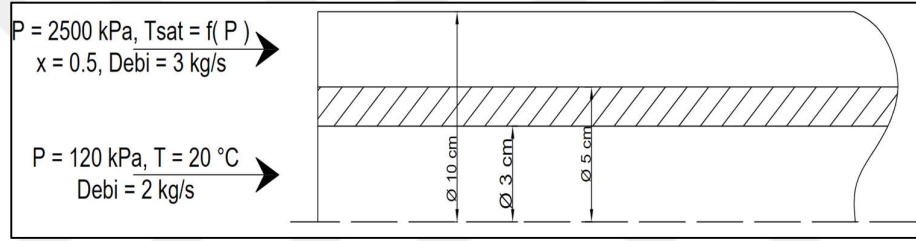
Şekil 3. 9 $\epsilon-NTU$ ve $LOS F$ Yöntemine Göre Karşı Akış için Sıcaklık Eğrileri

Yukarıda Şekil 3. 8 ve Şekil 3. 9 incelendiği zaman karakteristik olarak paralel ve karşı akışlar sıcaklık eğimleri görülmektedir. Karşı akışta sıcaklık farkı Şekil 3. 9'da görüldüğü gibi korunduğu için akışkanların çıkış sıcaklıkları paralel akışa göre birbirine daha yakındır. Literatürde ısı değiştiricilerinin ayırıklaştırılması için $LOS F$ yöntemi kullanılır iken Şekil 3. 8 ve Şekil 3. 9'da görüleceği üzere $LOS F$ ve $\epsilon-NTU$ yöntemleri arasında kayda değer bir fark görülmemektedir. Ek olarak akışkanların çıkış sıcaklıkları, ısı değiştiricisinin ayırıklaştırmadan ve ayırıklaştırılarak elde edilen sonuçlar arasındaki fark yukarıda verilen

eğrilerden de görüleceği üzere çok azdır. Böylece kritik noktadan uzak tek fazlı akışlar için ısı değiştiricisini ayırıklaştırmadan sadece giriş ve çıkış özelliklerinin ortalaması ile ısı değiştiricisi analizi çok az bir hata payı ile gerçekleştirilebilir. Ayrıca $\epsilon-NTU$ yöntemi, $LOSF$ yöntemine nazaran daha hızlı yakınsadığı için bundan sonraki ısı değiştiricisi analizlerinde $\epsilon-NTU$ yöntemi kullanılacaktır.

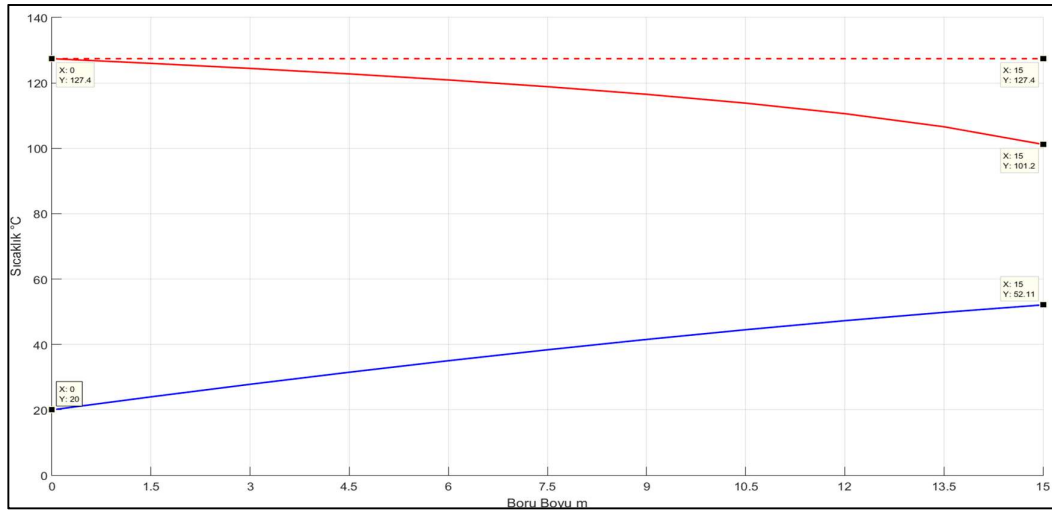
3.1.2 Kritik Noktadan Uzak Çift Fazlı Akışlar

Kritik noktadan uzak çift fazlı akışlar için örnek senaryo Şekil 3. 10'da gösterildiği gibidir. Şekil 3. 10'da görüleceği üzere dıştaki akışkan kuruluk derecesi 0.5 olmak üzere ıslak buhardır ve ısı değiştiricisi boyunca yoğuşmaktadır. Boru boyu 15 m olarak alınmıştır.



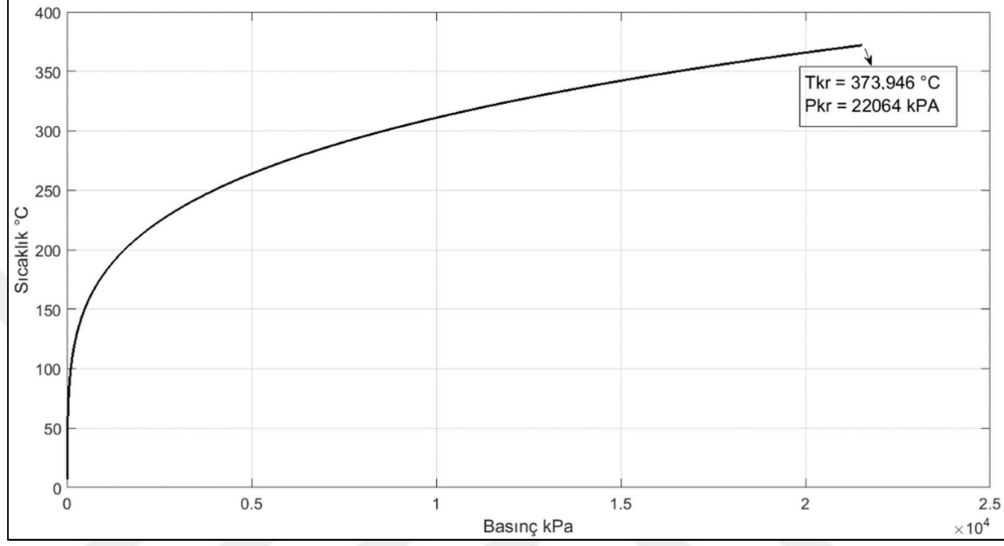
Şekil 3. 10 Çift Fazlı Akışlar için Paralel Çift Borulu Isı Değiştiricisi

Şekil 3. 11'de boru boyunca akışkanlarının sıcaklık değişimleri verilmiştir. Bildiğimiz üzere faz değişimi sabit sıcaklık altında gerçekleşmektedir. Fakat burada yoğuşmakta olan akışkanın sıcaklığının sabit olmadığı görülmektedir. Bunu nedeni ise boru boyunca olan basınç kaybıdır.



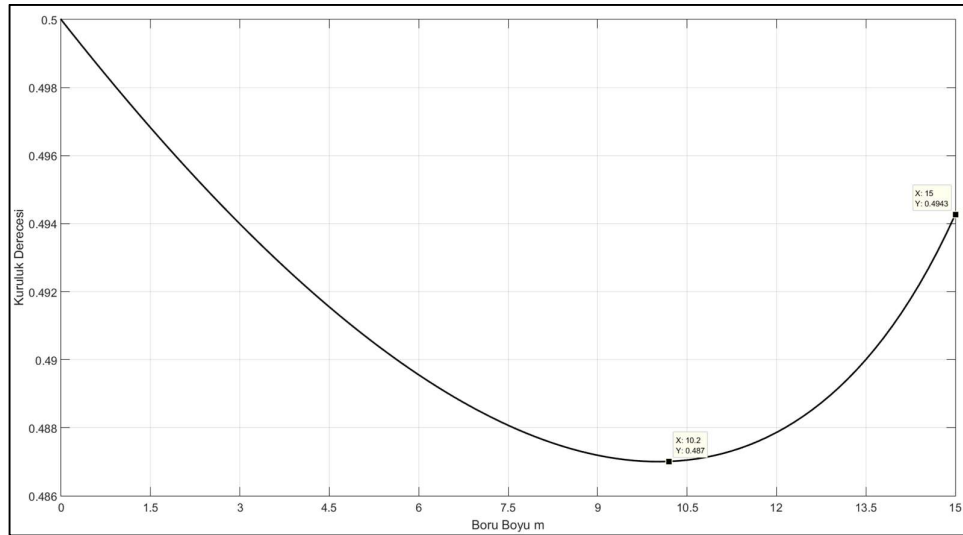
Şekil 3. 11 Isı Değiştiricisi Boyunca Sıcaklık değişimi

Şekil 3.12'deki eğri su için doyma sıcaklığının doyma basıncı ile olan değişimini vermektedir. Eğrinin sağ taraftaki ucu kritik noktayı belirtmektedir. Bu iki grafikten anlıyoruz ki ıslak buhar bölgesinde sıcaklık değişimleri sadece basınç değişimi ile gerçekleşir. Isı transferi ile sadece akışkanın kuruluk derecesi değişmektedir.



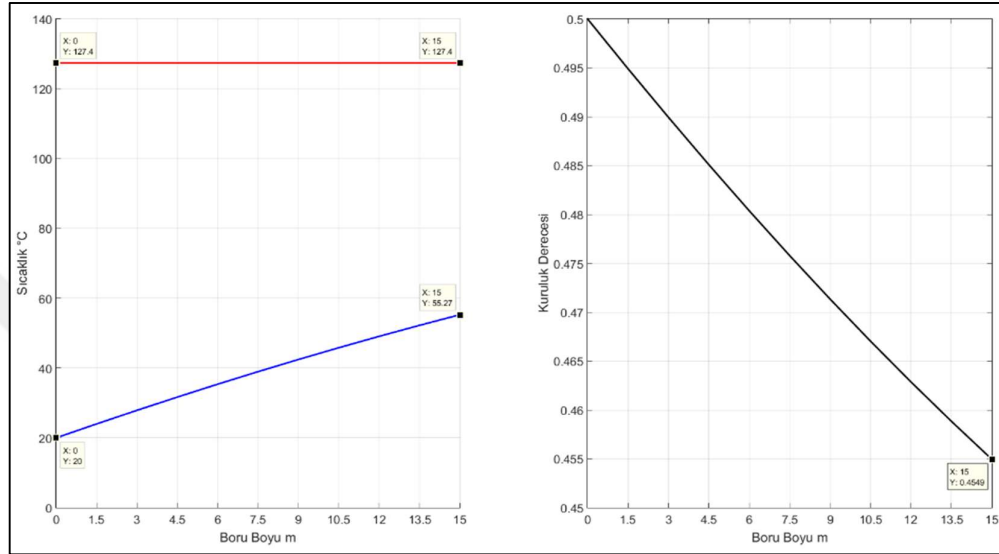
Şekil 3. 12 Su için Doyma Sıcaklığı ve Basıncı [31]

Şekil 3. 13'de boru boyunca yoğuşan akışkan için kuruluk derecesini göstermektedir. Boru boyunun belli bir değerinden sonra kuruluk derecesinin artması anlamsız gelebilir. Fakat enerji korunumu gereği basınç kaybı ile akış enerjisinin iç enerjiye dönüşmesi bu durumu açıklayabilir.



Şekil 3. 13 Isı Değiştiricisi Boyunca Kuruluk Derecesi

Eğer yoğuşma için basınç kaybını ihmal edersek, boru boyunca olan sıcaklık dağılımı ve kuruluk değişimi Şekil 3. 14’de gösterilmiştir. Buradaki sonuçlar beklendiği gibi olmakta ve yoğuşma sırasında sıcaklık sabit ve kuruluk derecesi sürekli azalmaktadır. Fakat daha doğru bir değerlendirme için ısı değiştiricilerindeki basınç kayıpları da hesaplanmalıdır.



Şekil 3. 14 Isı Değiştiricisi Boyunca Sıcaklık ve Kuruluk Derecesi

Çizelge 3.1’de çeşitli durumlar için çıkış sıcaklıklarını vermektedir. Çizelge incelendiğinde ısı değiştiricisini ayırklaştırmamanın sonuçlara çok fazla etkisinin olmadığını fakat basınç kaybının seri açılmış durumda yoğuşan akışkanın çıkış sıcaklığında %25.94, tek fazlı akışkanın çıkış sıcaklığında yaklaşık %7’lik fark oluşturmaktadır. Ek olarak ısı değiştiricisinde yoğuşan akışkan faz değişimi tamamlayıp ısı transferine tek fazlı olarak devam etseydi ayırklaştırmadan bulunan çıkış sıcaklıklarındaki bağıl hata payı daha yüksek olurdu. Çünkü tek ve çift fazlı akışkanlar için Nusselt Sayıları ve ısı değiştiricisinin etkinliği hissedilir oranda değişmektedir.

Çizelge 3. 1 Çeşitli Durumlarda Akışkanların Çıkış Sıcaklıkları

	Ayrıklaştırılmış ve Basınç Kaybı Var	Ayrıklaştırılmış ve Basınç Kaybı Yok	Ayrıklaştırılmamış ve Basınç Kaybı Var	Ayrıklaştırılmamış ve Basınç Kaybı Yok
T_{H2}	101.1714 °C	127.4114 °C	101.1059 °C	127.4114 °C
T_{C2}	51.6070 °C	55.1665 °C	55.3239 °C	55.2989 °C

3.1.3 Kritik Noktaya Yakın Tek Fazlı Akışlar

Kritik nokta civarında akışkan özellikleri ani değişime maruz kalır. Bu etkiyi ısı değiştiricisi analizlerine yansıtmak [13] için (3.26) eşitliğinde gösterildiği gibi iki adet boyutsuz parametre ekleyerek Jackson bağıntıları [22] kullanılır. (3.26) Eşitliğindeki ‘b’ alt indisi akışkanın yığın özelliklerini temsil ediyor iken ‘w’ alt indisi cidar sıcaklığındaki özelliklerini belirtir.

$$Nu_{cr} = Nu \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0.3} \left(\frac{\overline{Cp}}{Cp_b} \right)^n \quad (3.26)$$

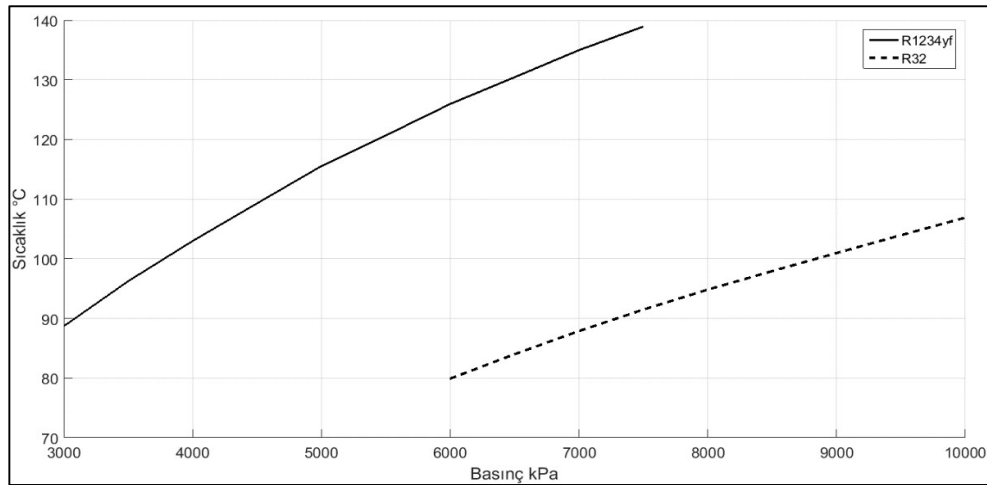
$$\overline{Cp} = \frac{h_w - h_b}{T_w - T_b} \quad (3.27)$$

$$n = 0.4, T_b < T_w < T_{pc} \text{ veya } 1.2T_{pc} < T_b < T_w \quad (3.28)$$

$$n = 0.4 + 0.2 \left(\frac{T_w}{T_{pc}} - 1 \right), T_b < T_{pc} < T_w \quad (3.29)$$

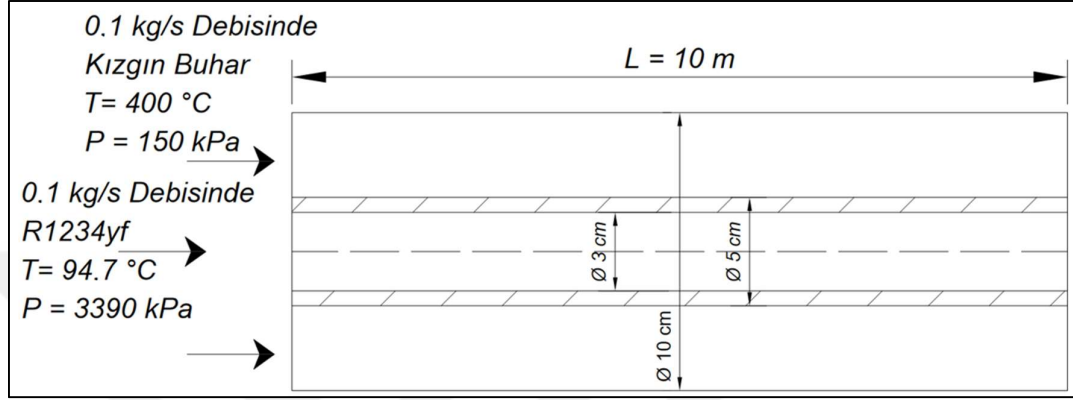
$$n = 0.4 + 0.2 \left(\frac{T_w}{T_{pc}} - 1 \right) \left(1 - 5 \left(\frac{T_b}{T_{pc}} - 1 \right) \right), T_{pc} < T_b < 1.2T_{pc} \quad (3.30)$$

Yukarıdaki eşitliklerde verilen T_{pc} akışkanın sözde kritik sıcaklığıdır. Şekil 3. 15’da örnek iki akışkan için sözde kritik sıcaklık eğrilerini göstermektedir. Sözde kritik sıcaklık değeri kritik noktadan sonraki basınçlarda akışkanın C_p değerinin en fazla olduğu sıcaklığıdır.



Şekil 3. 15 R1234yf ve R32 için Sözde Kritik Sıcaklıkları [21]

Bu başlık altındaki örnek senaryo Şekil 3. 16’da gösterildiği gibidir. Sıcak akışkan kızgın buhar olup, soğuk akışkan kritik noktaya yakın R1234yf ’dir. Burada boru boyu 10 m ’dir. Aşağıda Jackson bağıntıları ile (3.1) & (3.2) eşitliklerinin karşılaştırılmaları ayrılaştırılmış ve ayrılaştırılmamış olarak incelenecektir.



Şekil 3. 16 Kritik Noktaya Yakın Akış için Paralel Çift Borulu Isı Değiştiricisi

Yukarıda verilen senaryo için Jackson bağıntıları ve (3.1) & (3.2) eşitlikleri ile ayrılaştırılmış ve ayrılaştırılmamış olarak olmak üzere dört farklı durumda analizler gerçekleştirilmiştir. Çıkış sıcaklıkları Çizelge 3. 2’ te gösterilmiştir.

Çizelge 3. 2 Çeşitli Durumlarda Akışkanların Çıkış Sıcaklıkları

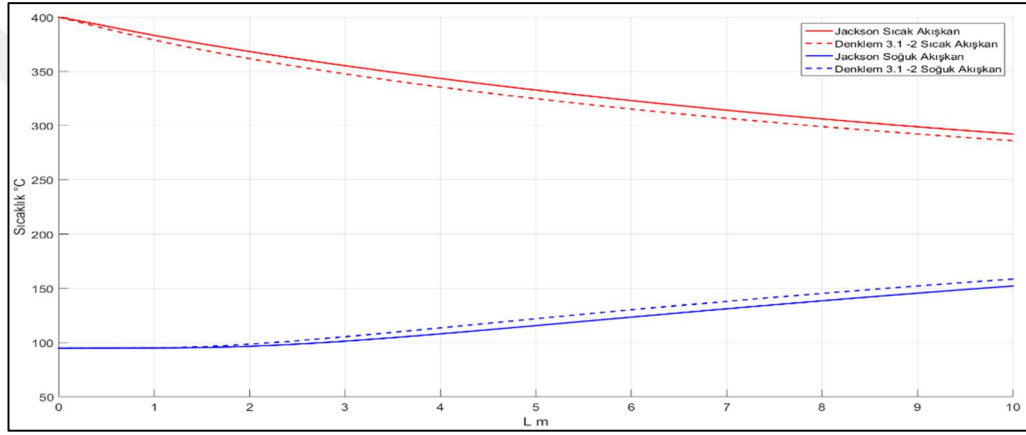
	Jackson Bağıntıları ile Ayrılaştırılmış	Jackson Bağıntıları ile Ayrılaştırılmamış	(3.1) & (3.2) Eşitlikleri ile Ayrılaştırılmış	(3.1) & (3.2) Eşitlikleri ile Ayrılaştırılmamış
T_{H2}	292.3126 °C	298.6219 °C	286.1211 °C	292.9807 °C
T_{C2}	152.0956 °C	145.7825 °C	158.49188 °C	151.4176 °C

Çizelge 3. 3’de kritik bölgeye yakın olan iç taraftaki akışkanın çıkış sıcaklığı ‘ T_{C2} ’olarak belirtilmiştir. İç taraftaki çıkış sıcaklığı için seriye açılan Jackson Bağıntıları ile yapılan analizi sonucunu referans alırsak, Çizelge 3. 4’de diğer durumlarda çıkış sıcaklıkları için bağıl hata oranları verilmiştir.

Çizelge 3. 3 Çıkış Sıcaklıklarındaki Bağlı Hata Oranları

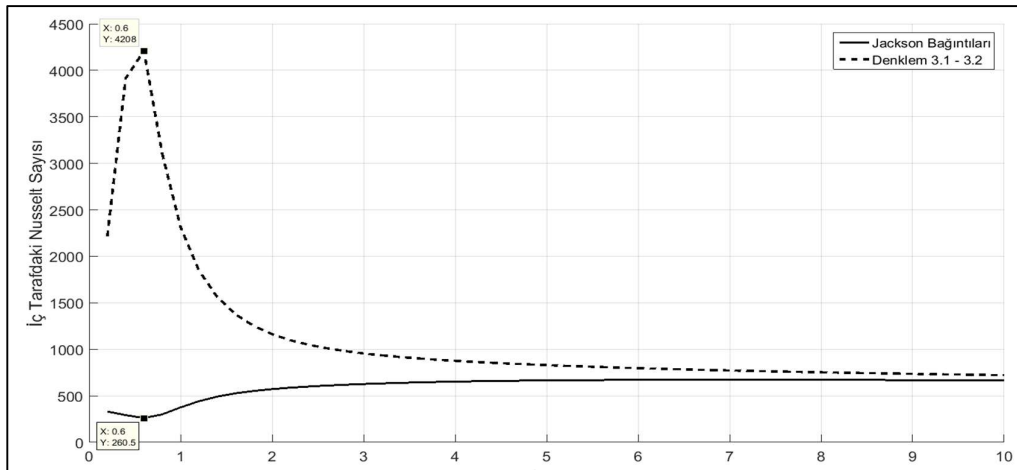
	<i>Jackson Bağlantıları ile Ayırıklaştırılmamış</i>	<i>(3.1) & (3.2) Eşitliği ile Ayırıklaştırılmış</i>	<i>(3.1) & (3.2) Eşitliği ile Ayırıklaştırılmamış</i>
Bağlı Hata Oranı	%4.1507	%4.2054	%0.4458

Çizelge 3. 3’de bakıldığı zaman I. Durum ile IV. Durum arasında farklılıklar olmasında rağmen bağlı hata oranının %1’in altında çıkması ilgi çekicidir. Ayrıca sıcak ve soğuk akışkanların ısı değiştiricisi boyunca olan sıcaklık dağılımı Şekil 3. 17’de gösterilmiştir.



Şekil 3. 17 Isı Değiştiricisi Boyunca Akışkanların Sıcaklık Dağılımları

İç taraftaki *Nusselt Sayısı* ’nın ısı değiştiricisi boyunca olan dağılımı Şekil 3. 18’de gösterilmiştir. Görüleceği üzere Jackson Bağlantıları ile *Nusselt Sayısı* ’nındaki dalgalanmalarının nötrelize edildiği görülebilir.



Şekil 3. 18 Isı Değiştiricisi Boyunca İç Taraftaki Akışkanın *Nusselt Sayısı* Dağılımı

3.2 Gövde Borulu ve apraz Akışlı Isı değiştiricilerinin Analizi

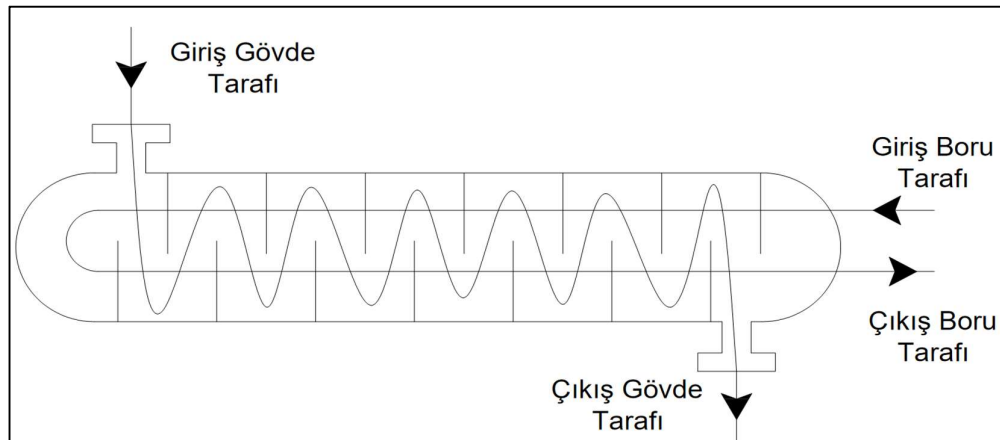
Bu başlık altında TORC sisteminde kullanılacak olan ısı değiştiricisi tipleri;

- Gövde borulu ısı değiştiricisi (Bir gövde iki boru geçişli)
- Çapraz akışlı ısı değiştiricisi (Kanatsız)

Aşağıdaki sayfalarda her iki ısı değiştiricisi tipi için TORC sistemindekine benzer durumlar ile n değerlendirilmesi yapılacak ve analizlerde daha önce çift borulu ısı değiştiricisi ile bulunan sonuçlar dikkate alınacaktır. Bu kısımda ısı değiştiricilerinin kolektörlerinde meydana gelen basınç kayıpları ihmal edilecektir.

3.2.1 Gövde Borulu Isı Değiştiricisi

Gövde borulu ısı değiştiricisi şekil 3. 19 gösterildiği gibi yalıtkan bir gövde içerisinde *U dönüşü* yapan boru demetleri bulunur. Dış taraftaki ısı taşınım katsayısı artırmak için ara perdeler kullanılır. Böylece dış akışkan ısı boruları üzerinde çapraz akmaya zorlanır. Gövde içerisinde bazı durumlarda yüzlerce boru bulunabilir. Bu sayede yüksek ısı transfer alanı ile ısı transferi gereksinimleri karşılanabilir. Gövde borulu ısı değiştiriciler göreceli olarak yüksek ısı transfer alan, hacim–ağırlık oranı sağlar ve kolayca temizlenebilir [23]. Fakat boyutları ve ağırlıkları yüzünden otomotiv, havacılık gibi alanlarda kullanılmaz. Orta ve büyük tonajlı gemilerde ısı değiştiriciler için boyut ve ağırlık müsaade edilebilir parametrelerdir.



şekil 3. 19 Gövde Borulu Isı Değiştiricisi

Gövde borulu ısı değıştircinde boru tarafı taşınım bağıntıları yukarıda gösterildiği gibidir. Gövde tarafı *Nusselt Sayısı* ve basınç kaybı için Kakaç'ın [33] verdiği bağıntılar kullanılacaktır.

- Sırası ile boru tarafı ve gövde tarafı basınç kaybı;

$$\Delta P_{LOST} = (f L N_p / d_i + 4 N_p) \rho u_m^2 \quad (3.31)$$

$$\Delta P_{LOST} = \frac{f G_s (N_b + 1) D_s}{2 \rho D_e (\mu_w / \mu_b)^{0.14}} \quad (3.32)$$

- Gövde tarafı taşınım katsayısı;

$$Nu = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.33)$$

$$D_e = \frac{4(P_T^2 - \pi d_o^2)}{\pi d_o^2} \quad (3.34)$$

$$A_s = D_s (P_T - d_o) B / P_T \quad (3.35)$$

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (3.36)$$

$$PR = P_T / d_o \quad (3.37)$$

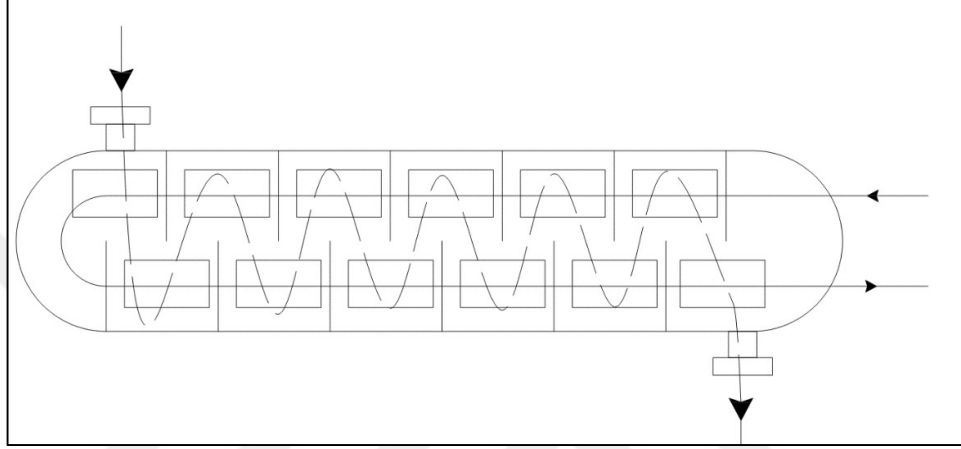
$$D_s = 0.637 \sqrt{\frac{CL}{CTP}} \left[\frac{A_o (PR)^2 d_o}{L} \right]^{1/2} \quad (3.38)$$

- Gövde borulu ısı değıştircisi için etkinlik bağıntısı [29];

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp \left[-NTU \sqrt{1 + c^2} \right]}{1 - \exp \left[-NTU \sqrt{1 + c^2} \right]} \right\}^{-1} \quad (3.39)$$

Yukarıdaki eşitlikler ile aşağıda iki örnek durum için analiz yapılacaktır. Burada dikkat edilmesi gereken husus ise gövde borulu ısı değıştircisinin nasıl ayrılaştırılacağıdır. Aşağıda Şekil 3. 20'de gösterildiği gibi gövde borulu ısı değıştircisi ara perdeler ile

bölmelere ayrılır. Şekil 3. 20’de görüleceği üzere üst bölmeler karşı alt bölmeler ise paralel akışa benzerdir. Bu sayede üst bölmelerde için $\varepsilon-NTU$ yönteminin karşı akış bağıntıları, alt bölmeler için $\varepsilon-NTU$ yönteminin paralel akış bağıntıları kullanılabilir. Matlab ortamında oluşturulacak model iterasyonlar ile çözüleceğinden başlangıç değerleri için ısı değiştiricisini ayırıklaştırmadan (3.39) eşitliği kullanarak bulunur.



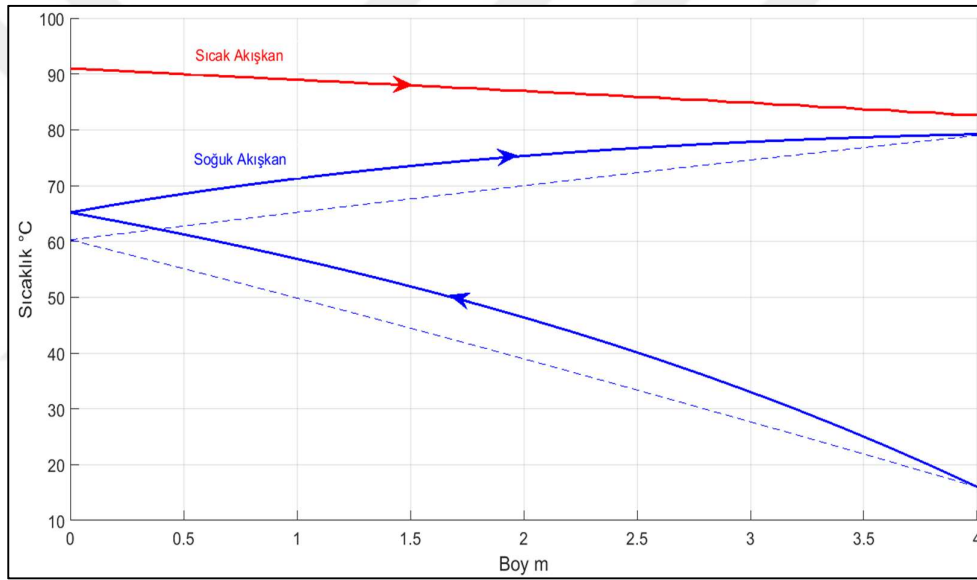
Şekil 3. 20 Gövde Borulu Isı değiştiricisinin Ayırıklaştırılması

➤ I. Senaryo;

Bu senaryo için gövde tarafı akışkan dizel ana makine soğutma suyu ve boru tarafı akışkan ise TORC sisteminin iş akışkanı olan R1234yf’dir. Burada amaç iş akışkanının ön ısıtılmasıdır. Aşağıda ise gerekli bilgiler [28] ve kabuller vardır. Yakınsama kriteri ise $1e-6$ ’dır.

- Gemi dizel ana makine soğutma suyun kütleli debisi; 5.3636 kg/s ,
- Gemi dizel ana makine soğutma suyun sıcaklığı; $91 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Gemi dizel ana makine soğutma suyun basıncı; 400 kPa
- İş akışkanı R1234yf ve debisi; 2 kg/s
- İş akışkanı R1234yf giriş sıcaklığı; $16 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- İş akışkanı R1234yf giriş basıncı; 3500 kPa
- Boru boyu L ; 4 m
- Boru sayısı N_t ; 100

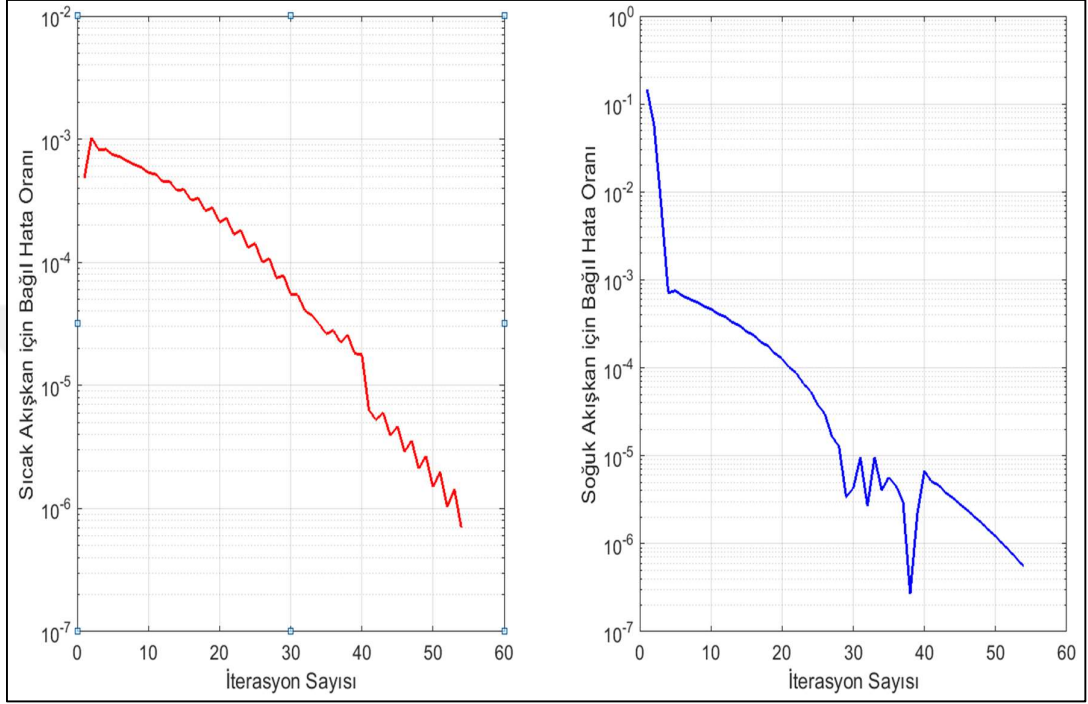
- Boru iç çapı d_i ; 16 mm, dış çapı d_o ; 19 mm
- Boru düzeni kare ve aradaki açı; 90°
- Boru için pürüzlülük değeri ϵ_p ; 0.0015 mm
- Boru içi kirlilik faktörü R_{fi} ; 0.0002 °C/W
- Boru dışı kirlilik faktörü R_{fo} ; 0.0001 °C/W
- Adım Oranı PR ; 1.25
- Perde Aralığının B ; $L/20$ m



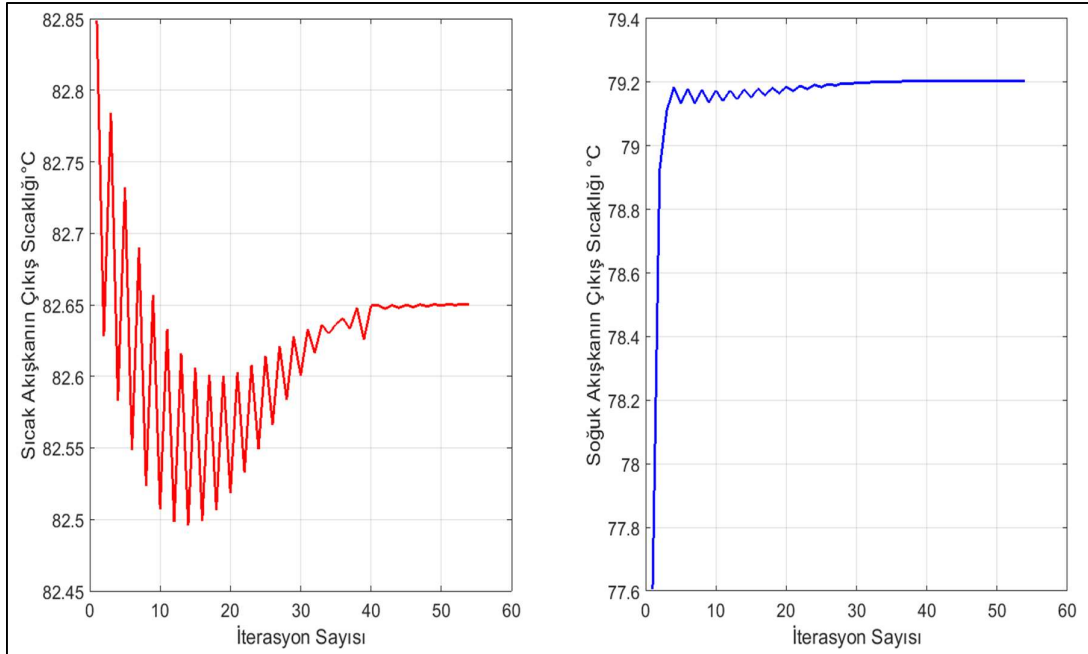
Şekil 3. 21 Isı Değiştiricisi Boyunca Sıcak ve Soğuk Akışkanın Sıcaklık Dağılımları

Yukarıda verilen Şekil 3. 21 grafiğinin analiz sonuçlarına göre ayırıklaştırmadan sırası ile sıcak ve soğuk akışkanın çıkış sıcaklıkları 82.69 °C ve 78.98 °C iken ayırıklaştırmadan sırası ile sıcak ve soğuk akışkanın çıkış sıcaklıkları 82.65 °C ve 79.69 °C olarak bulunmuştur. Sıcak ve soğuk akışkan için sırası ile bağıl hata oranları %0.0484 ve %0.2904'dir. Bu sonuçlar daha önce çift borulu kritik noktadan uzak tek fazlı akışlarda bulunan sonuçlar ile benzerdir. Bu sayede bu senaryoya benzer durumlarda ayırıklaştırmadan da ısı transferi analizleri yapılabilir.

Aşağıda Şekil 3. 22 ve Şekil 3. 23’de ayırıklaştırma sonuncunda yapılan iterasyonlar boyunca sıcak ve soğuk akışkanlar için bağıl hata oranları ve çıkış sıcaklıkları verilmiştir. Burada dikkat edilmesi gereken husus ise soğuk akışkanın daha hızlı yakınsadığıdır.

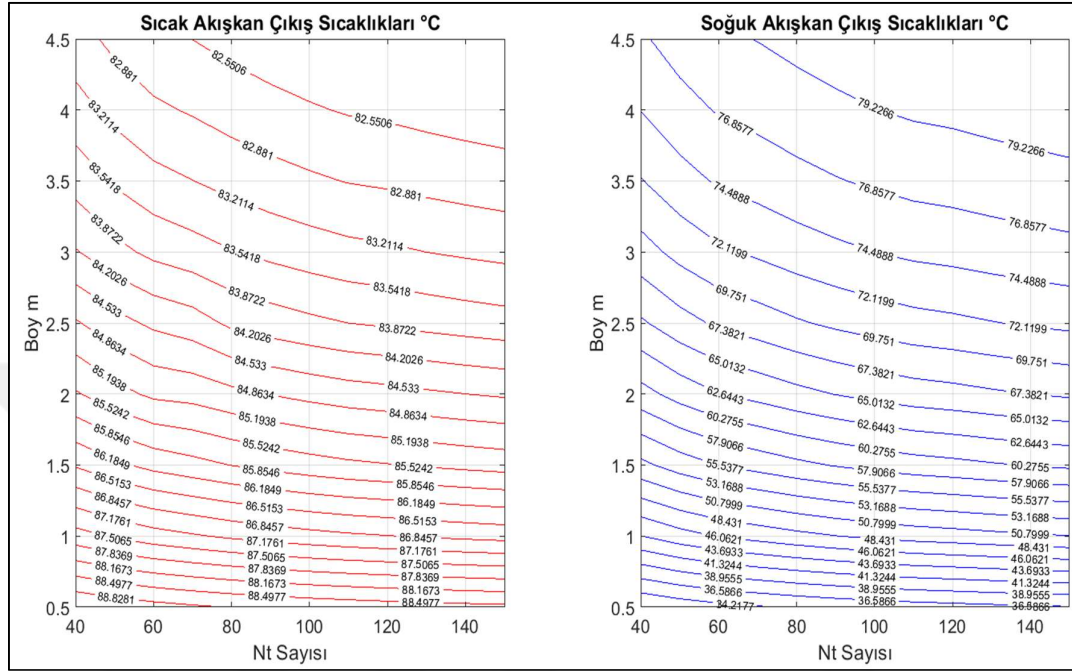


Şekil 3. 22 Sıcak ve Soğuk Akışkanın Çıkış Sıcaklıkları için Bağıl Hata Oranları



Şekil 3. 23 Sıcak ve Soğuk Akışkanın Çıkış Sıcaklıkları

Aşağıda verilen Şekil 3. 24’de ise I. Senaryo için değişken boru boyu ‘L’ ve boru sayılarında ‘NT’ sayılarındaki sırası ile sıcak ve soğuk akışkanların çıkış sıcaklıkları verilmiştir.



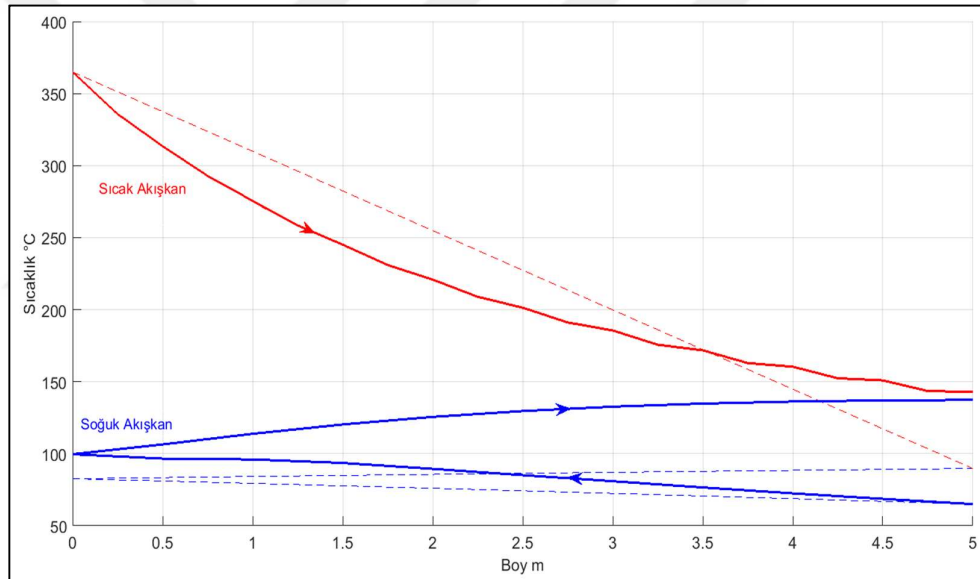
Şekil 3. 24 Değişken L ve Nt değerlerinde Sıcak ve Soğuk Akışkanın Çıkış Sıcaklıkları

➤ II. Senaryo;

Bu senaryo için gövde tarafı akışkan dizel ana makine egzoz gazı ve boru tarafı akışkan ise daha önceki senaryoda belirtildiği gibi TORC sisteminin iş akışkanı olan R1234yf ’dir. Burada amaç iş akışkanının kızdırılmasıdır. Aşağıda ise gerekli bilgiler [28] ve kabuller vardır. Yakınsama kriteri ise $1e-6$ ’dır.

- Gemi dizel ana makine egzoz gazının kütleli debisi; 1.55 kg/s ,
- Gemi dizel ana makine soğutma suyun sıcaklığı; $365 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Gemi dizel ana makine soğutma suyun basıncı; 400 kPa
- İş akışkanı R1234yf ve debisi; 2 kg/s
- İş akışkanı R1234yf giriş sıcaklığı $70 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- İş akışkanı R1234yf giriş basıncı; 3500 kPa
- Boru boyu L; 5 m

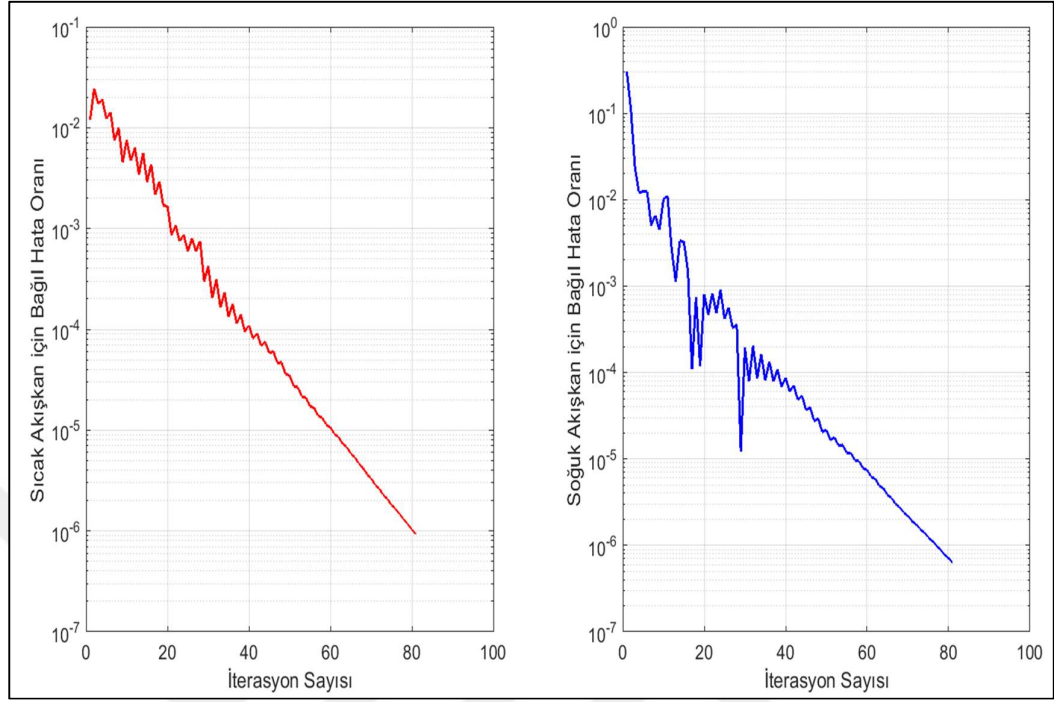
- Boru sayısı N_t ; 150
- Boru iç çapı d_i ; 16 mm, dış çapı d_o ; 19 mm
- Boru düzeni kare ve aradaki açı; 90°
- Boru için pürüzlülük değeri ε_p ; 0.0015 mm
- Boru içi kirlilik faktörü R_{fi} ; 0.0002 °C/W
- Boru dışı kirlilik faktörü R_{fo} ; 0.0001 °C/W
- Adım Oranı PR ; 1.5
- Perde Aralığının B ; $L/10$ m



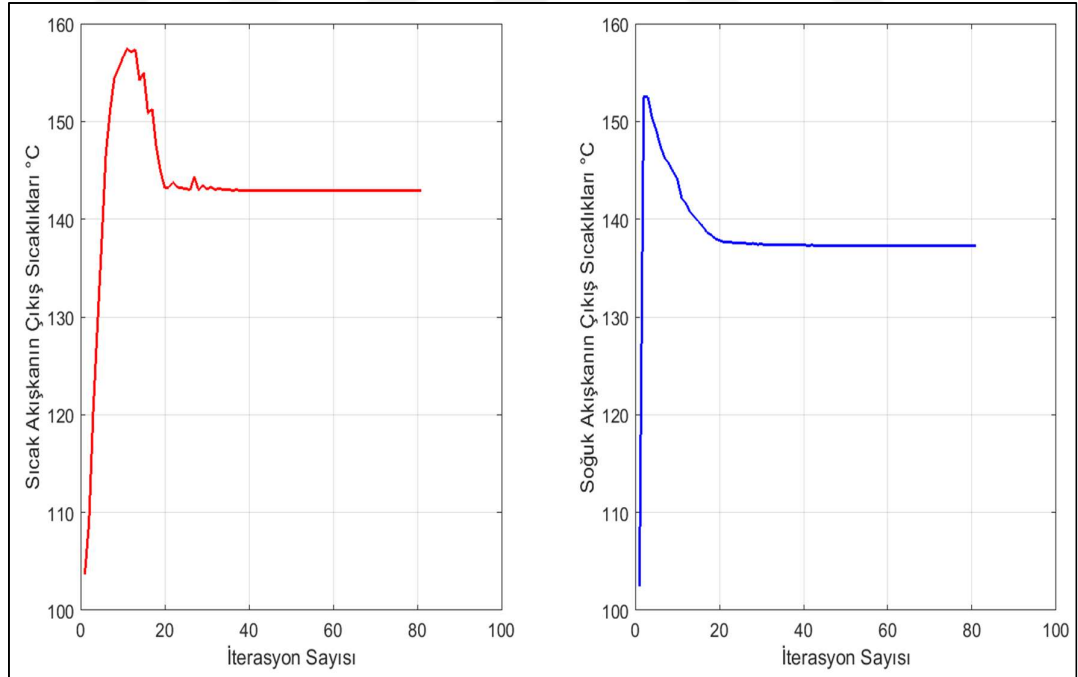
Şekil 3. 25 Isı Değiştiricisi Boyunca Sıcak ve Soğuk Akışkanın Sıcaklık Dağılımları

Yukarıda verilen Şekil 3. 25 grafiğinin analiz sonuçlarına göre ayırıklaştırmadan sırası ile sıcak ve soğuk akışkanın çıkış sıcaklıkları 89.71 °C iken ayırıklaştırmadan sırası ile sıcak ve soğuk akışkanın çıkış sıcaklıkları 142.9 °C ve 137.3 °C olarak bulunmuştur. Sıcak ve soğuk akışkan için sırası ile bağlı hata oranları %37.2218 ve %34.6613'dür. Bu sonuçlar bize kritik nokta civarındaki ısı transfer hesaplarını yapar iken ısı değiştiricisinin ayırıklaştırmadan hesap yapılmasını gerektiğini bildirir.

Aşağıda Şekil 3. 26 ve Şekil 3. 27'de ayırıklaştırma sonucunda yapılan iterasyonlar boyunca sıcak ve soğuk akışkanlar için bağlı hata oranları ve çıkış sıcaklıkları verilmiştir.

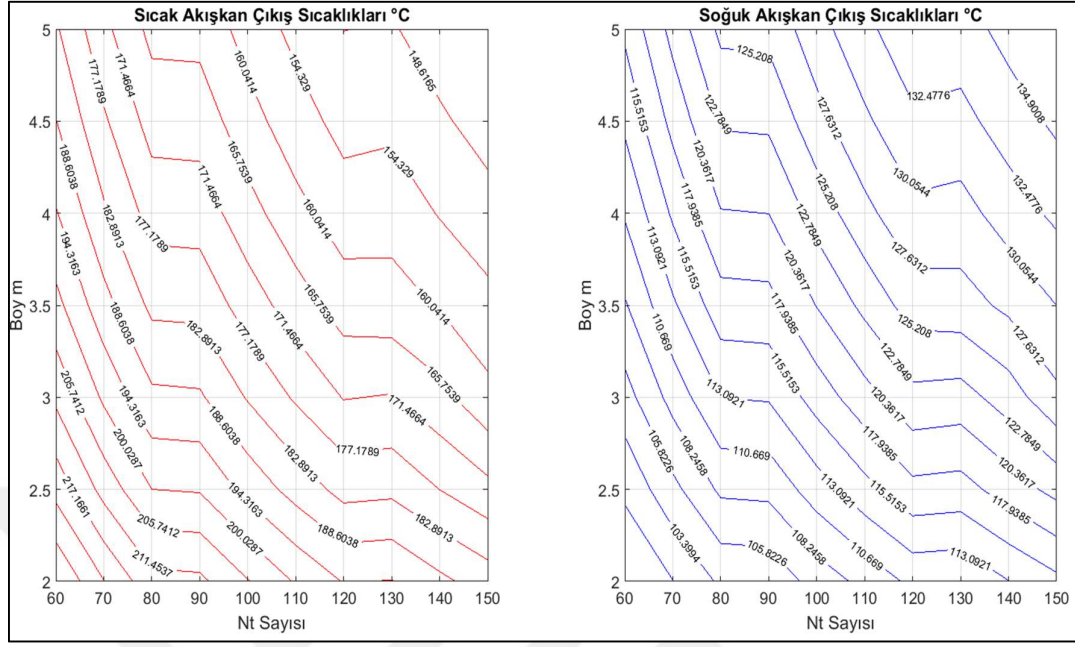


Şekil 3. 26 Sıcak ve Soğuk Akışkanın Çıkış Sıcaklıkları için Bağlı Hata Oranları



Şekil 3. 27 Sıcak ve Soğuk Akışkanın Çıkış Sıcaklıkları

Aşağıda verilen Şekil 3. 28’de ise II. Senaryo için değişken boru boyu ‘ L ’ ve boru sayılarındaki ‘ NT ’ sırası ile sıcak ve soğuk akışkanların çıkış sıcaklıkları verilmiştir.



Şekil 3. 28 Sıcak ve Soğuk Akışkanın Çıkış Sıcaklıkları

3.2.2 Çapraz Akışlı Isı Değiştiricisi

Çapraz akışlı ısı değiştiriciler Şekil 3. 29'da gösterildiği gibi sıralı veya şaşırtmalı boru demetleri üzerinden ve boru içinden akışkanları geçirerek ısı transferi sağlayan ısı değiştiricileridir. Güç ve soğutma çevrimlerinde sıkça kullanılır. Boru içindeki akış için ısı transferi çözümlemesi daha önce anlatıldığı gibidir. Boru demetleri üzerinden akış için ısı transferi bağıntıları aşağıda verilmiştir. Bu ısı değiştiricisinin dış akışı için ayırıklaştırma, her bir NL sırasında entalpi ve basınç değişimlerini ısı transfer bağıntılarına yansıtılarak yapılacaktır. Boru tarafında ise aşağıdaki örnek senaryoda görüleceği üzere kritik noktadan uzak tek fazlı akış olacağından ayırıklaştırma yapılmamıştır.

- Tek fazlı dış akış için taşınım bağıntıları;

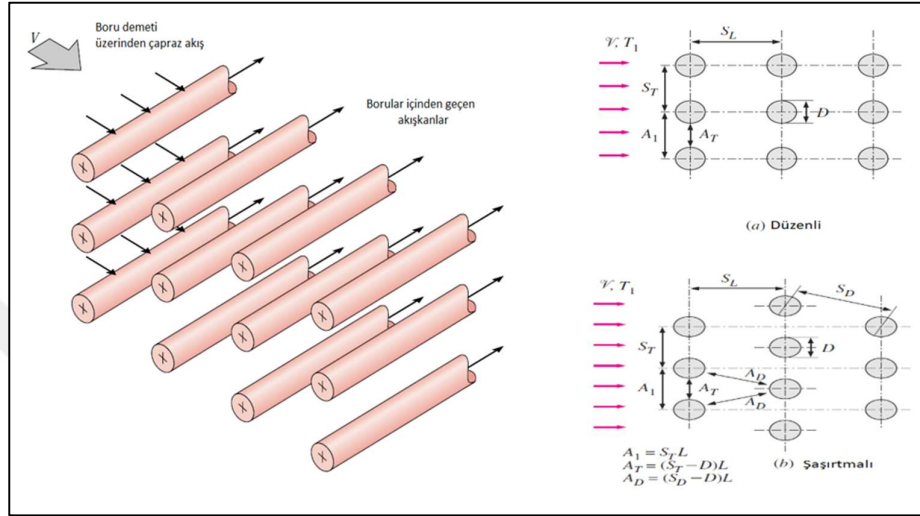
$$Nu_D = \frac{hL_c}{k} = C Re^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}, [29] \quad (3.39)$$

$$Re = \frac{\rho V_{maks} D}{\mu}, [19] \quad (3.40)$$

$$V_{maks} = \frac{S_T}{S_T - D} V, [19] \text{ Sıralı Boru Demetleri} \quad (3.41)$$

$$V_{maks} = \frac{S_T}{2(S_T - D)} V, [22] \text{ Şaşırtmalı Boru Demetleri ve } S_D \leq (S_T + D) / 2 \quad (3.42)$$

$$V_{maks} = \frac{S_T}{S_T - D} V, [22] \text{ Şaşırtmalı Boru Demetleri ve } S_D > (S_T + D) / 2 \quad (3.43)$$



Şekil 3. 29 Bir Boru Demeti Üzerinde Çapraz Akış [32], [29]

Çizelge 3. 4 $C-m-n$ Değerleri (3.39) Eşitliği için [29]

Düzen	Re_D	C	m	n
Sıralı	0-100	0.9	0.4	0.36
	100-1000	0.52	0.5	0.36
	1000-2e5	0.27	0.63	0.36
	2e5-2e6	0.033	0.8	0.4
Şaşırtmalı	0-100	1.04	0.4	0.36
	100-1000	0.71	0.5	0.36
	1000-2e5	$0.35(S_T/S_L)^{0.2}$	0.6	0.36
	2e5-2e6	$0.031(S_T/S_L)^{0.2}$	0.8	0.36

- Dış tarafta yoğuşma için yoğunluk ve viskozite bağıntıları [35];

$$\frac{1}{\rho_{tp}} = \frac{1-x}{\rho_l} + \frac{x}{\rho_v} \quad (3.44)$$

$$\mu_{tp} = \rho_{tp} \left(\frac{x\mu_v}{\rho_v} + \frac{(1-x)\mu_l}{\rho_l} \right) \quad (3.45)$$

- Dış tarafta yoğuşma için taşınım bağıntıları [33];

$$\frac{Nu_m}{\tilde{Re}^{1/2}} = 0.416 \left(1 + (1 + 9.47F)^{1/2} \right)^{1/2} \quad (3.46)$$

$$\tilde{Re} = \frac{u_g D}{\nu_l} \quad (3.47)$$

$$F = \frac{g D \mu_l h_{fg}}{u_g^2 k_l \Delta T} \quad (3.48)$$

$$\frac{h_N}{h_1} = N^{5/6} - (N-1)^{5/6}, \text{ Sıralı Boru Demetleri} \quad (3.49)$$

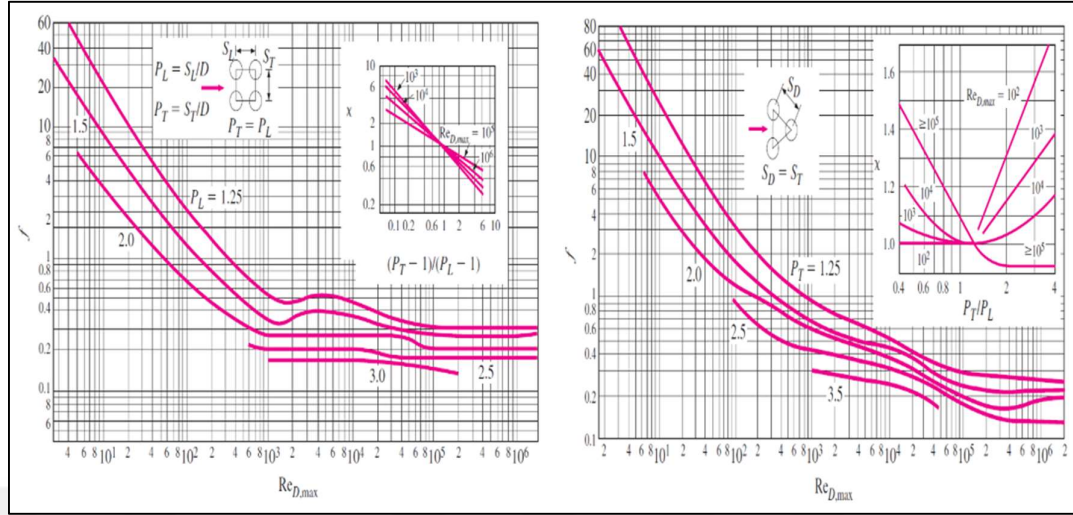
$$\frac{h_N}{h_1} = 0.60 - 0.42 N^{-1/4}, \text{ Şaşırtmalı Boru Demetleri} \quad (3.50)$$

(3.49) ve (3.50) Eşitliğinde verilen h_1 ifadesi (3.46) eşitliğinden bulunan tek yatay boru için taşınım katsayısıdır.

- Dış taraftaki basınç kaybı bağıntıları [29];

$$\Delta P = N_L f \chi \frac{\rho V_{maks}^2}{2} \quad (3.51)$$

(3.51) Eşitliğinde görülen f *sürtünme faktörü*, χ *düzeltilme faktörü* olup sırası ile sıralı ve şaşırtmalı düzenler için Şekil 3. 30 *a* ve *b*'teki eğrilerden okunabilir.



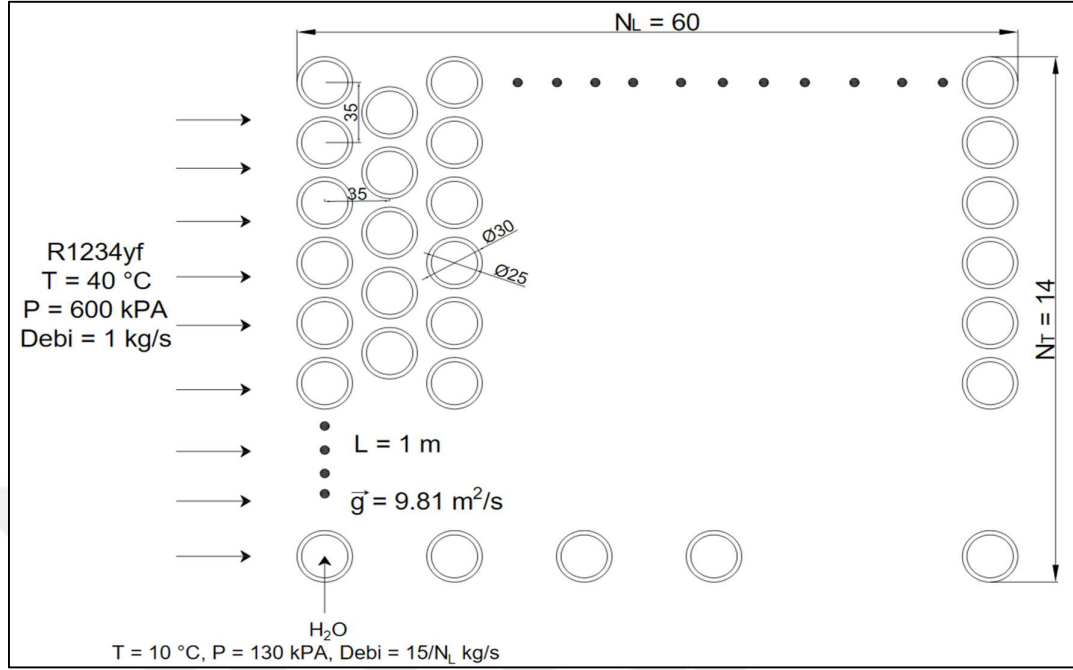
Şekil 3. 30 Sıralı Düzen ve Şaşırtmalı Düzen [29]

- Çapraz akışlı ısı değıştircisi için etkinlik katsayısı bağıntıları [29];

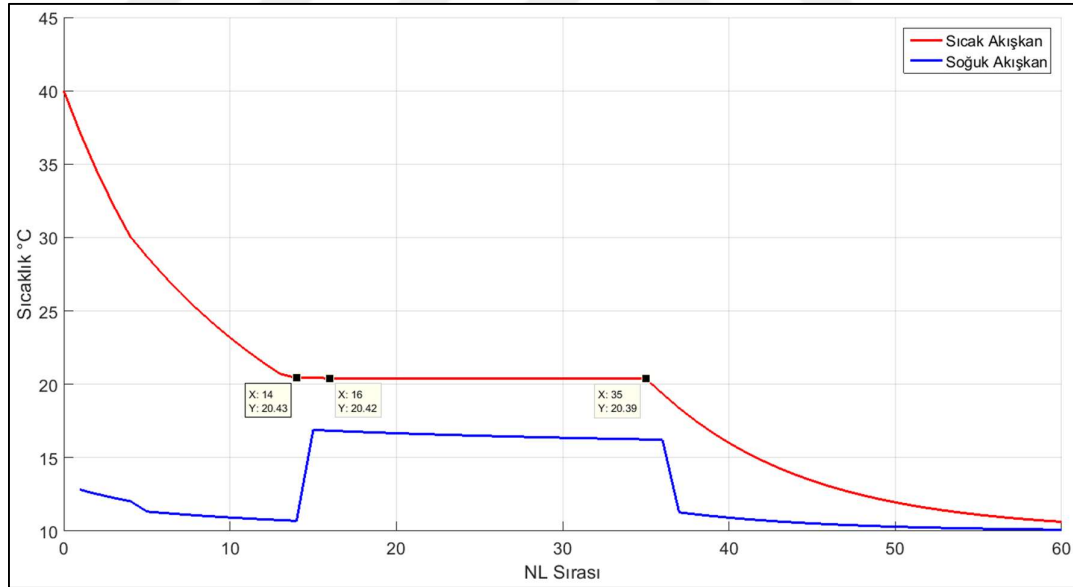
$$\varepsilon = \frac{1}{c} \left(1 - \exp \left\{ 1 - c \left[1 - \exp(-NTU) \right] \right\} \right) \quad (3.52)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} \left[1 - \exp(-cNTU) \right] \right\} \quad (3.53)$$

Çapraz akışlı ısı değıştircisi TORC'da kondenser olarak kullanılacaktır. Aşağıda Şekil 3. 31'de gösterilen şaşırtmalı dizilimi sahip kondenserin ısı transferi analizini yapmak için gerekli değerler Şekil 3. 31'de verilmiştir. Matlab ortamında oluşturulan modelin yakınsama kriteri $1e-8$ olarak kabul edilmiştir. Burada dikkat edilmesi gereken husus ise bir N_L sırasındaki borular birbirine U dirseği (yerel kayıp katsayısı $K_K = 0.2$ [34]) ile bağlanmış olup komşu N_L sırasına geçmemektedir. Bu sayede ısı transferi için sıcaklık farkında iyileşme yapılıyor iken boru içi taşınım katsayısında debideki azalamadan kaynaklı azalma meydana gelir.



Şekil 3. 31 Çapraz Akışlı Örnek Kondenser Düzeni

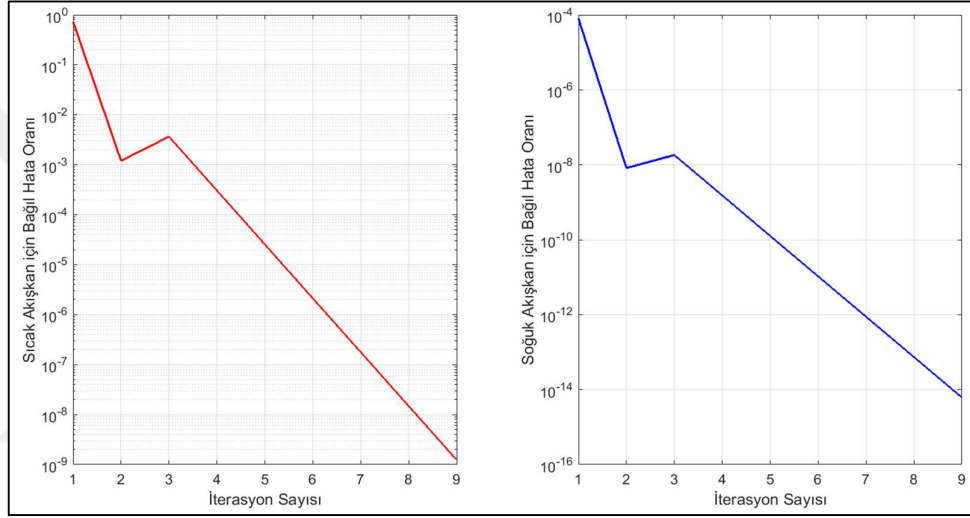


Şekil 3. 32 Çapraz Akışlı Isı Değiştiricisinde Sıcaklık Dağılımları

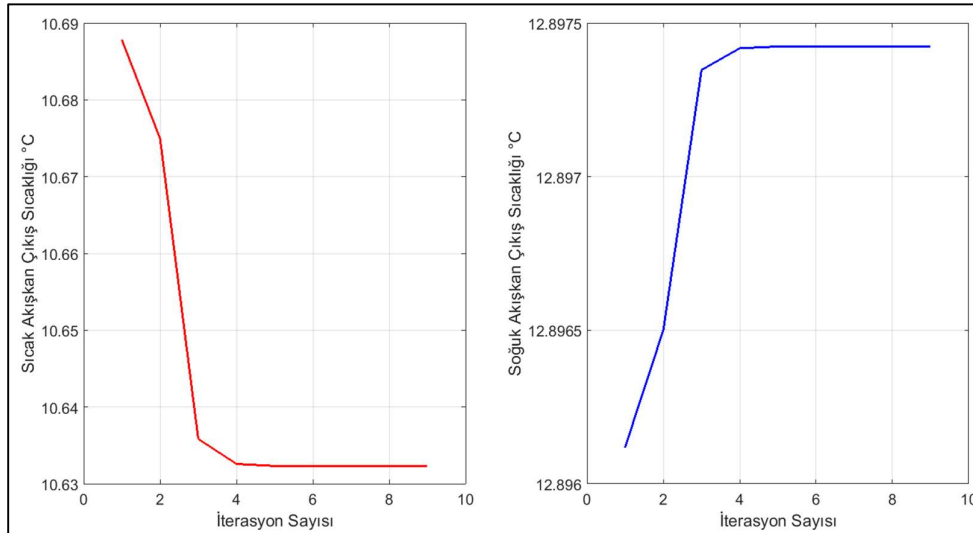
Yukarıda gösterilen Şekil 3. 32 incelendiği zaman dış taraftaki sıcak akışkanda yoğunlaşma olduğu açıkça görülebilir. Beklendiği gibi belirli bir N_L aralığında kırmızı eğri neredeyse yatay olarak devam eder. Burada yoğunlaşma sırasında az da olsa sıcaklık değişimi daha önce de belirtildiği gibi basınç kaybından olmaktadır. Ayrıca yoğunlaşma sırasında boru

tarafındaki akışkanın daha fazla ısındığı fark edilebilir. Bu da faz değişimi durumunda ısı değiştiricilerinin daha performanslı olduğunu teyit etmektedir.

Aşağıda Şekil 3. 36'da gösterilen sıcak ve soğuk akışkanın bağıl hata oranları incelendiği zaman iterasyon sayısı ile hata oranının hızlıca azaldığı görülebilir. Ayrıca Şekil 3. 37'de iterasyonlar ile sıcak ve soğuk akışkanın çıkış sıcaklıklarının değişimi gösterilmektedir. İlk iterasyon ile son iterasyon arasındaki fark sırası ile sıcak ve soğuk akışkan için %0.5223 ve %0.0101'dir. Böylece tek iterasyon ile yeterli doğrulukta sonuçlar elde edebiliriz.

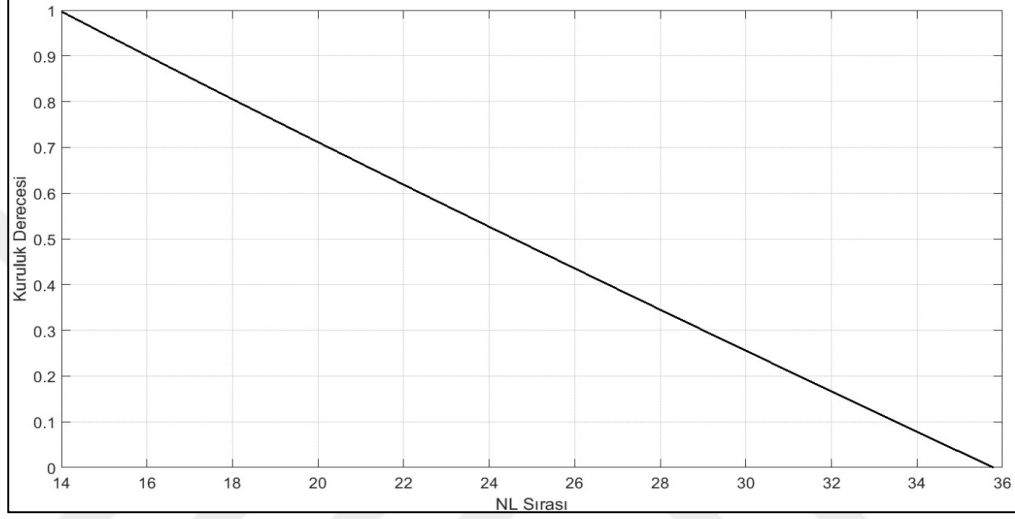


Şekil 3. 33 Sıcak ve Soğuk Akışkanların Bağıl Hata Oranları

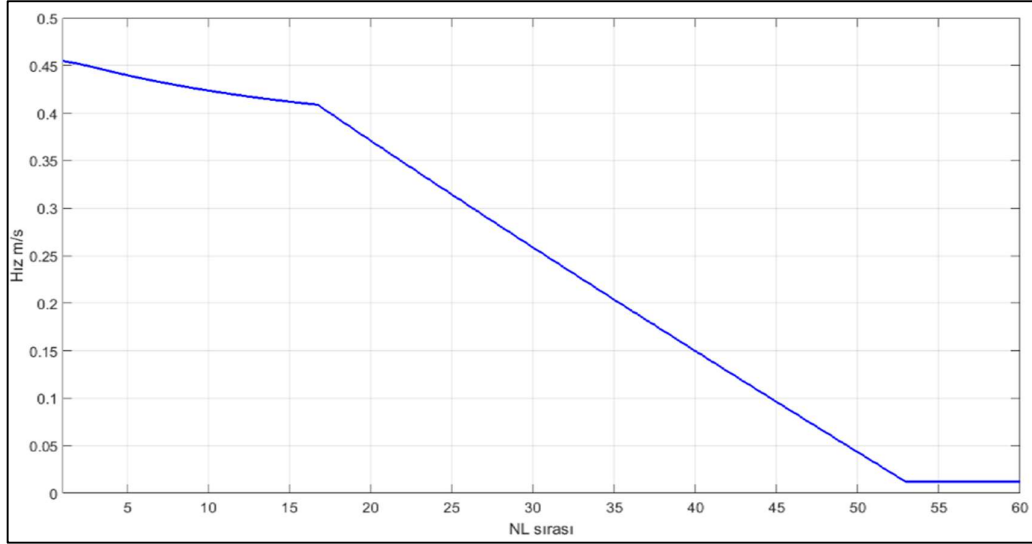


Şekil 3. 34 Sıcak ve Soğuk Akışkanın Çıkış Sıcaklıkları

Yoğuşma boyunca sıcak akışkanın kuruluk derecesinin değişimini Şekil 3. 35 görülebilir. Görüleceği üzere kuruluk derecesi doğrusal olarak değişmektedir. Ayrıca ısı değiştiricisi boyunca sıcak akışkanın en fazla hız değerinin değişimi Şekil 3. 36'da görülebilir. Soğuma ve yoğuşma süreçlerinde sıcak akışkanın yoğunluğunun sürekli artmasıyla hızın azalması beklenen bir durumdur ve Şekil 3. 36'da da teyit edilebilir.



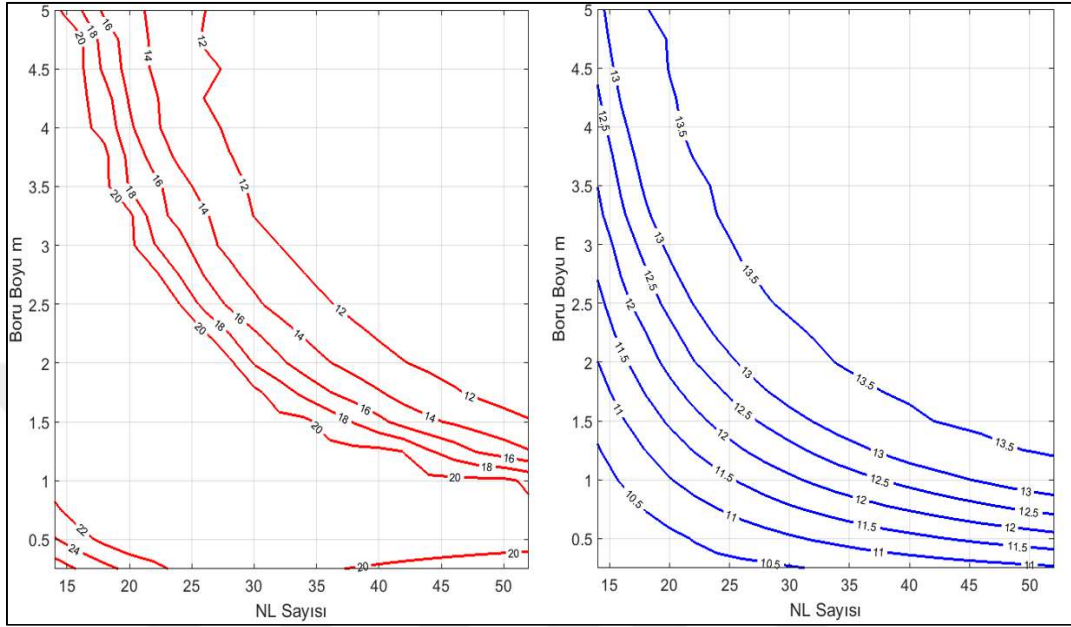
Şekil 3. 35 Yoğuşma Sırasında Kuruluk Derecesi Dağılımı



Şekil 3. 36 Isı Değiştiricisi Boyunca En Fazla Hız Dağılımı

Aşağıda verilen Şekil 3. 37 grafiğinde sabit boru uzunluğunda değişken boru uzunluğu ve NL sayısının akışkanların çıkış sıcaklıklarına olan etkilerini görmek için incelenebilir.

Görüleceği üzere sıcak akışkanın orta kısımlarında bir boşluk görülmektedir. Bunun nedeni ise orta kısımlardaki boşlukta akışkanın ıslak buhar olmasından kaynaklanır.



Şekil 3. 37 Sıcak Akışkan Soğuk Akışkan Çıkış Sıcaklıkları

GEMİLERDE ATIK ISI GERİ KAZANIMINDA TRANSKRİTİK ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ UYGULAMASI

Bu bölümde örnek olarak ele alınan bir gemi ana makinesinin enerji dengesi, TORC’da kullanılacak olan iş akışkanının seçimi ve TORC termodinamik analizi yer alacaktır. Gemilerde atık ısının kaynağı ana makine olup, enerji verimliliği yönünden atık ısının geri kazanımı önem arz etmektedir. Bu çalışmada *Wärtsilä 4L20* dört zamanlı gemi dizel makinesi referans alınacaktır.

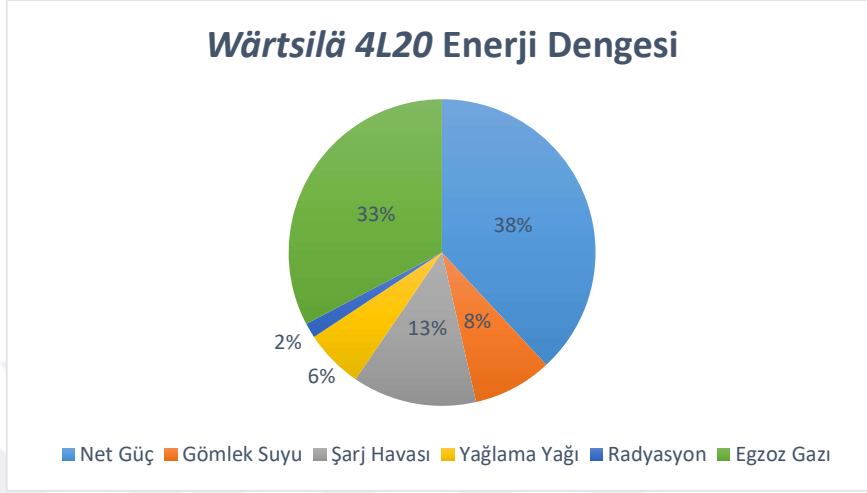
Ele alınacak olan *Wärtsilä 4L20* gemi dizel ana makinesinin değerlendirilecek olan atık ısı enerji kaynakları egzoz gazı ve motor soğutma suyudur. Motor soğutma suyu ise makinenin ceket suyu, süpürme havası ve yağlama yağının soğutulmasında kullanılmaktadır.

Değerlendirilmeye konu olan atık ısı kaynaklarının kalitesi ve ısı kapasiteleri, ısı geri kazanım sistemi için önemlidir. Bunun için daha önce analizleri yapılan ve TORC’da bulunan evaporatör ve kondenser modelleri de termodinamik modelin içerisinde yer alacaktır.

4.1 Wärtsilä 4L20 Ana Makinesinin Enerji Dengesi

Gemi ana makinesinin enerji dengesinde net güç çıktısı ve atık ısı kaynakları olarak radyasyon, süpürme havası, egzoz gazı, ceket suyu, yağlama yağı kayıpları yer almaktadır. *Wärtsilä 4L20*’nin enerji dengesi Şekil 4. 1’de verilmiştir. Net güç haricinde geri kalanları atık ısı olarak değerlendirecek olursak, bu atık ısı türlerinin kalitesi

sıcaklıkları ile belirlenir. Bu ana makinenin ME Tier 2 mode'daki değerleri referans alınacaktır.



Şekil 4. 1 Wärtsilä 4L20 Enerji Dengesi [28]

Egzoz gazı genellikle orta kalitede atık ısı kaynağı olarak değerlendirilir iken geri kalan atık ısı kaynakları düşük kalite atık ısı kaynağı olarak değerlendirilir. Egzoz gazının ısı kalitesi diğerlerine göre daha fazla olmasına rağmen evaporatördeki sıcaklığı $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'nin altına düşmemelidir. Bunun nedeni düşük sıcaklıklarda oluşan asit kaynaklı korozyonlardır. Tam yükte Wärtsilä 4L20, ME Tier 2 mode için egzoz gazı debisi 1.55 kg/s , sıcaklığı $365\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve geri basıncı 5 kPa olarak verilmiştir.

Soğutma suyu sıcaklığı $80\text{--}90\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğundan düşük kalitede atık ısı kaynağıdır. Fakat egzoz gazına kıyasla daha yüksek debisinden dolayı ısı kapasitesi daha büyüktür. Tek başına atık ısı geri kazanımı için yetersiz görünse de yapılacak olan iyileştirmelerde (birleşik atık ısı geri kazanımı) önemlidir. Wärtsilä 4L20, ME Tier 2 mode için soğutma suyu debisi 5.3636 kg/s ve sıcaklığı $91\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dir.

4.2 İş Akışkanı Seçimi

Atık ısı geri kazanım için TORC'da uygun bir iş akışkanı seçimi güvenlik ve verim açısından kritik öneme sahiptir. Soğutucu organik akışkanların kaynama noktaları suya göre çok daha düşük olduğundan düşük ve orta kalitedeki ısı enerji kaynaklarından yararlanılmasında uygundur. Fakat organik akışkanların yanıcı ve zehirli olabileceği göz

önünde bulundurulmalıdır. Bu yüzden güvenlik nedenleri ile fazladan maliyete neden olabilirler. İş akışkanlarının seçimindeki önemli faktörler;

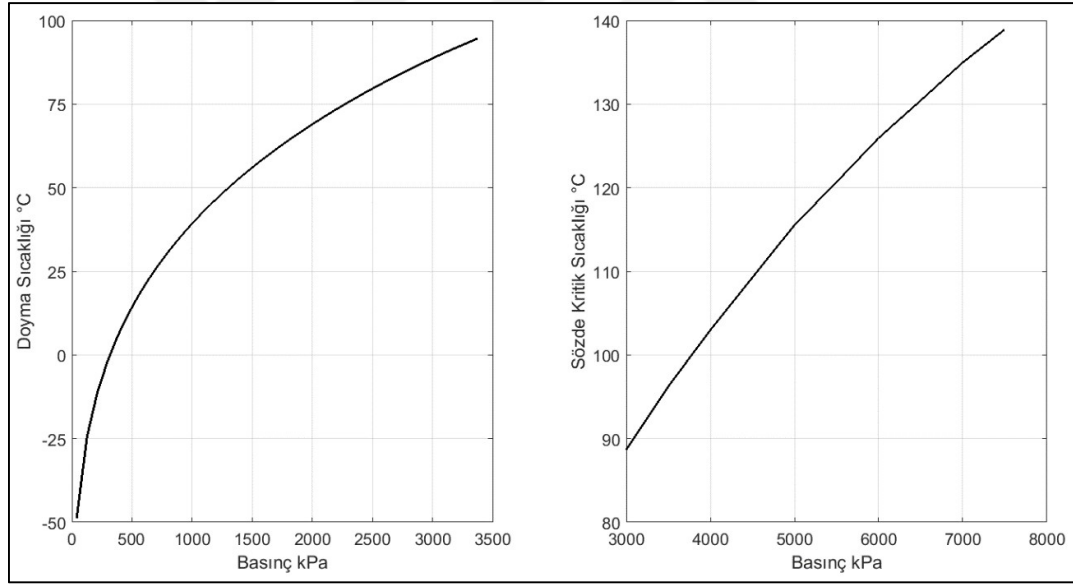
- Zehirlilik: Tüm organik akışkanlar kaçınılmaz olarak zehirlidir. Özellikle olası sızıntı durumlarında personeli korumak elzemdir.
- Kimyasal Aktivite: Yüksek bir sıcaklık ve basınç altında, organik akışkanlar ayrışmaya eğilimli olması metal korozyonu, patlama ve ateşlemeye ile sonuçlanabilir. Böylece çalışma şartlarında işletilen kimyasal olarak kararlı bir iş akışkanı seçilmelidir.
- Kaynama sıcaklığı: Organik akışkanların bazıları atmosferik basınç altında çok düşük bir kaynama sıcaklığına sahiptir. Bu akışkanlar için kondenserde soğutma suyu sıcaklıkları azaltılabilir. Bu seçilen kondenser için daha katı bir şart ile sonuçlanabilir.
- Parlama noktası: Yüksek bir parlama noktası ile bir iş akışkanı ateşlemeyi önlemek amacı ile kullanılmalıdır.
- Özgül ısı: Kondenserler için yüksek bir özgül ısı değeri yüksek bir yük koyabilir. Böylece düşük bir özgül ısı ile bir iş akışkanı kullanılmalıdır.
- Gizli ısı: Yüksek bir gizli ısı ile bir iş akışkanı geri dönüşüm verimini artırmak için kullanılmalıdır.
- Termal iletkenlik: Yüksek bir iletkenlik ısı transfer komponentlerinden daha iyi bir ısı transferi sunar.

Bu çalışmada kullanılacak olan iş akışkanı **R1234yf** azon tabakası tüketimi sıfır, küresel ısınma etkisi az olan ekolojik bir akışkandır. Çizelge 4. 1’de bazı organik akışkanların ekolojik değerleri verilmiştir. Ekolojik değerler; atmosferik ömür, ODP (Ozon Tüketim Değeri) ve GWP (Küresel Isınma Değeri) ‘dir.

Çizelge 4. 1 Bazı Organik Akışların Ekolojik Değerleri [41]

	<i>Moleküler Formül</i>	<i>Atmosferik Ömür</i>	<i>ODP</i>	<i>GWP</i>
R1234yf	<i>C₃H₂F₄</i>	<i>0.030116</i>	<i>0</i>	<i>4</i>
R744	<i>CO₂</i>	<i>29.3–36.1</i>	<i>0</i>	<i>1</i>
R134a	<i>C₂H₂F₄</i>	<i>14</i>	<i>0</i>	<i>1.43</i>
R32	<i>CH₂F₂</i>	<i>4.9</i>	<i>0</i>	<i>675</i>

R1234yf'nin basınca bağlı doyma sıcaklığı eğrisi Şekil 4. 2'de gösterilmiştir. Şekil 3. 33 (b)'de ise R1234yf'nin sözde kritik sıcaklıklarının basınca göre değişimini veren eğri gösterilmektedir.



Şekil 4. 2 R1234yf, Doyma Eğrisi [31], Sözde Kritik Sıcaklığı Eğrisi, [21]

Çizelge 4. 2'de seçilen organik akışkan R1234yf'nin kritik sıcaklık ve basınç değerlerine baktığımız zaman, suyun kritik sıcaklık ve basınç değerleri organik akışkanlara göre oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Gemi atık ısı enerji kaynaklarının sıcaklığı suyun kritik sıcaklığından daha az olduğu için kritik eşik aşılamamaktadır. Ayrıca suyun kritik basıncının yüksek olması güvenlik önlemlerine dayalı maliyet artışını getirmektedir.

Çizelge 4. 2 İş Akışkanlarının Kritik Nokta Sıcaklığı ve Basıncı [31]

<i>Akışkan</i>	<i>Kritik Sıcaklık °C</i>	<i>Kritik Basıncı kPa</i>
<i>R1234yf</i>	94.7	3382.2
<i>Su</i>	373.946	22064

4.3 TORC Termodinamik Analizi

Atık ısı geri kazanımı için Basit TORC şeması Şekil 4. 3, Ön Isıtmalı TORC şeması Şekil 4. 14 ve Rejeneratif ve Ön Isıtmalı TORC şeması Şekil 4. 27’de gösterilen üç kurulumdan oluşmaktadır. Motor soğutma suyunun sıcaklığı iş akışkanı olarak seçilen R1234yf’nin kritik sıcaklığından düşüktür. Böylece tek başına R1234yf akışkanını kritik üstü sıcaklığa çıkaramamaktadır. Bu durumda motor soğutma suyu Basit TORC haricinde diğer kurulumlarda iş akışkanının ön ısıtılmasında kullanılacaktır. Senaryolarda verilen atık ısı kaynakların verileri makine üreticisi [16] tarafından verilmiştir.

Türbin çıkış basıncı kondenser çıkışındaki suyun kuruluk derecesine göre ayarlanacaktır. Yani pompa girişinde su doymuş sıvıya yakın bir değerde sıkıştırılmış sıvı olması istenmektedir. Egzoz gazı haricinde bütün akışkanlar pompa tarafından tahrik edilir. TORC kurulumlarındaki ısı değiştiricisi hesapları daha önce anlatıldığı gibi gerçekleştirilecektir.

Termodinamik modeller için aşağıdaki bağıntılar kullanılacaktır. Pompa ve türbin izentropik verimleri 0,85 alınacaktır.

- Pompa ve türbin güçleri [40];

$$\dot{W}_{P1} = (\dot{H}_{out} - \dot{H}_{in}) / \eta_p \quad (4.1)$$

$$\dot{W}_{P2} = \dot{Q}_2 \Delta P_{LOST} \quad (4.2)$$

$$\dot{W}_{P3} = \dot{Q}_3 \Delta P_{LOST} \quad (4.3)$$

$$\dot{W}_T = (H_{in} - H_{out})\eta_t \quad (4.4)$$

- Net güç, I. Verim ve Geri Dönüşüm Verimi [40];

$$\dot{W}_{NET} = \dot{W}_T - \Sigma \dot{W}_P \quad (4.5)$$

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \quad (4.6)$$

$$\gamma = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{maks}} \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_{maks} = C_{min} \Delta T_{maks} \quad (4.8)$$

(4.8) Eşitliğinde verilen $\dot{Q}_{MAKS}$ atık ısı kaynaklarından çekilebilecek en fazla gücü bize vermektedir. Yani etkinlik değeri $\varepsilon = 1$ olan ısı değiştiricisindeki ısı transferidir. Ayrıca yukarıda verilen Net Güç, I. Yasa Verimi ve Geri Dönüşüm Verimi TORC performans parametreleri olarak adlandırılacaktır.

Şeçilen gemi dizel ana makinesinin yüke bağlı olarak egzoz gazı sıcaklıkları ve debisi Çizelge 4. 3'de verilmiştir. Egzoz gazının basıncı ise atmosfer basıncı ve geri basıncın toplamı olacaktır. Ayrıca aşağıdaki analizlerde egzoz gazı hava olarak kabul edileceklerdir.

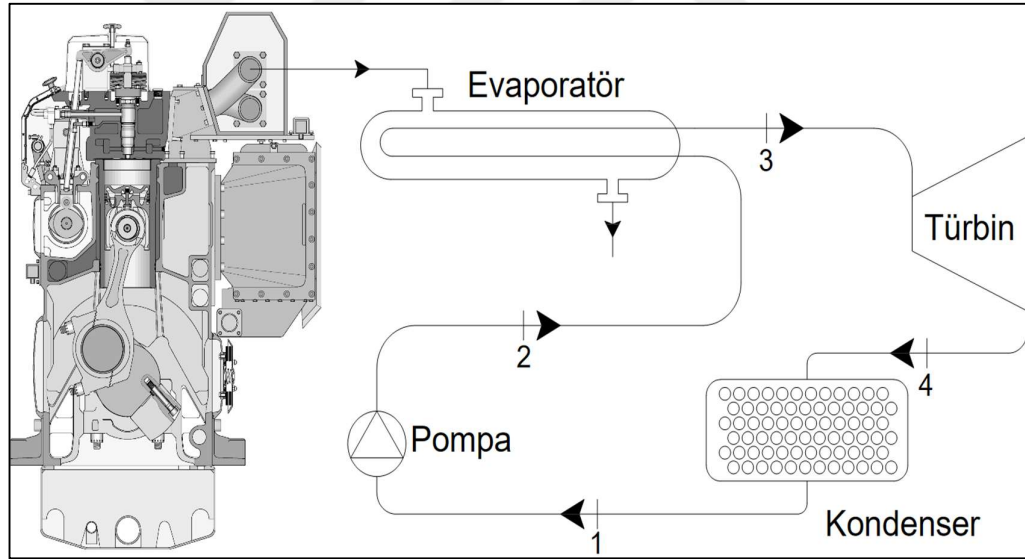
Çizelge 4. 3 Ana Makine Yüğüne Bağlı Olarak Egzoz Gazı Sıcaklıkları ve Debisi [28]

Yük %	100	85	75	50
Sıcaklık °C	365	335	335	355
Debi kg/s	1.55	1.43	1.29	0.93

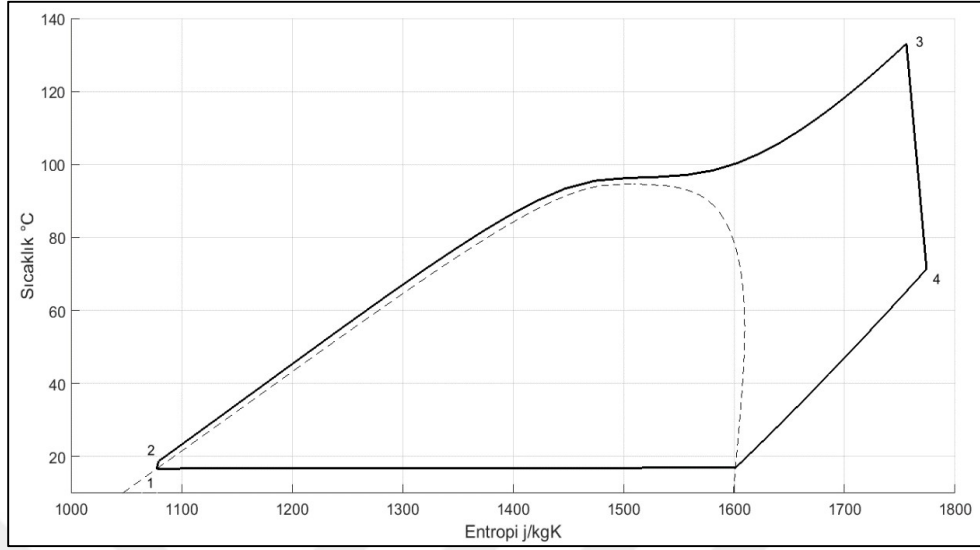
4.3.1 Basit TORC Analizi

Aşağıda verilen Şekil 4. 3’de gemi atık ısı geri kazanımı için ele alınacak olan Basit TORC şeması ve Şekil 4. 4’de ise $T-s$ diyagramı gösterilmiştir. Şemada gösterilen noktalar arası prosesler aşağıdaki gibidir:

- 1–2, İş akışkanı pompa tarafından 3500 kPa basınca (kritik basıncın üzerine) basılır
- 2–3, İş akışkanı gövde borulu ısı değiştiricisi olan evaporatörde ana makine egzoz gazı ile kızdırılır
- 3–4, İş akışkanı türbinde genişler
- 4–1, İş akışkanı çapraz akışlı ısı değiştiricisi olan kondenserde $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’deki deniz suyu ile yoğunlaşır



Şekil 4. 3 Basit TORC Şeması [28]



Şekil 4. 4 Basit TORC Örnek T-s Diyagramı

Basit TORC termodinamik analizi yapılırken başlangınçta şemada verilen noktalara ait termodinamik özellikler bilinmemektedir. Bunun için oluşturulan model ilk önce 1 noktası için soğutucu akışkan sıcaklığındaki (10 °C) doymuş sıvı kabulüne göre iterasyonlara başlar. 4 noktasına gelindiği zaman türbin çıkış basıncı kondenser çıkışındaki iş akışkanının doymuş sıvıya yakın sıkıştırılmış sıvı olma şartına göre belirlenir. Refpropm fonksiyonu kuruluk derecesi sıkıştırılmış sıvı için negatif değer alır böylece oluşturulan model türbin çıkış basıncını, 1 noktasında $1e-4 - 0$ aralığındaki kuruluk derecesine göre hesaplayacaktır. Sistemin genel yakınmasa kriteri olarak $1e-3$ kabul edilip, $1e-3$ veya daha az bağıl oranında iterasyonlar durur.

Basit TORC termodinamik analizi için oluşturulan modeldeki ısı değıştircilerin hesabı 3. Bölüm’de anlatıldığı gibidir. Yani ısı değıştircileri ayırık analiz sonuçlarını verecektir.

Basit TORC için aşağıdaki belirli durumlara göre sistemin parametrik analizleri yapılacaktır. Bu durumlar:

- A. Değişik motor yüklerinde ve sabit iş akışkanı debisinde
- B. Tam yükte değişken iş akışkanı debilerinde
- C. Tam yükte, sabit iş akışkanı debisinde ve değişken L & Nt parametrelerinde
- D. Tam yükte ve değişken iş akışkanı–değişken L & Nt parametrelerinde

4.3.1.1 Değişken Ana Makine Yüklerinde Basit TORC Analizi

Bu durum için sabit iş akışkanı debisi 2 kg/s , evaporatör ve kondenserin gerekli parametreleri aşağıda verilmiştir.

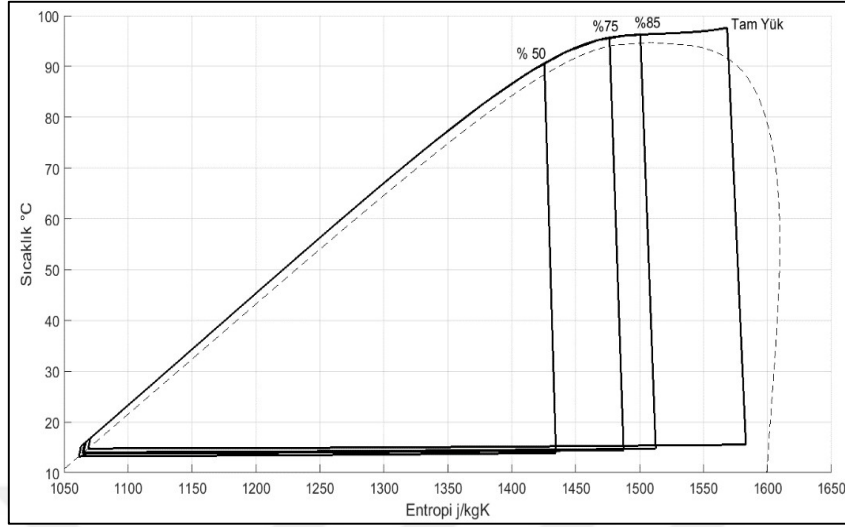
Kızdırma için kullanılan gövde borulu ısı değiştiricisinin parametreleri:

- Boru boyu; 5 m ve boru sayısı; 150
- Boru iç çapı; 20 mm ve dış çap; 25 mm
- Gövde içerisindeki borular bakır ve pürüzlülük değeri; 0.0015 mm [19]
- Perde boyu, boru boyunun $1/10'u$ ve adım oranı; 1.5
- Borular arası açı; 90° ve kare dizilim düzeni
- İç taraftaki kirlenme faktörü; $0.0001 \text{ }^\circ\text{C/W}$
- Dış taraftaki kirlenme faktörü; $0.01761 \text{ }^\circ\text{C/W}$

Kondenser olarak kullanılan çapraz akışlı ısı değiştiricisinin parametreleri;

- Boru tarafta akışkan deniz suyudur ve saf su olarak kabul edilir
- Soğutma suyu basıncı; 120 kPa , sıcaklığı; $10 \text{ }^\circ\text{C}$ ve debisi iş akışkanının 5 katıdır
- Isı değiştiricisinin NL sayısı; 100 , NT sayısı; 16 , boyu; 1.2 m
- Boru iç çapı; 25 mm , dış çap; 30 mm ,
- Bakır boru ve pürüzlülük değeri; 0.0015 mm [19]
- İç taraftaki kirlenme faktörü; $0.0001 \text{ }^\circ\text{C/W}$,
- Dış taraftaki kirlenme faktörü; $0.0002 \text{ }^\circ\text{C/W}$
- Şaşırtmalı dizilim, ST ve SL ; 35 mm

Aşağıda verilen Şekil 4. 5'te TORC'un $T-s$ diyagramları ve Çizelge 4. 4'de ana makine yüküne bağlı olarak TORC'un çeşitli parametreleri verilmiştir. Çizelge 4. 4'deki verilerin grafiği Şekil 4. 6 ve 4. 7'de gösterilmiştir.



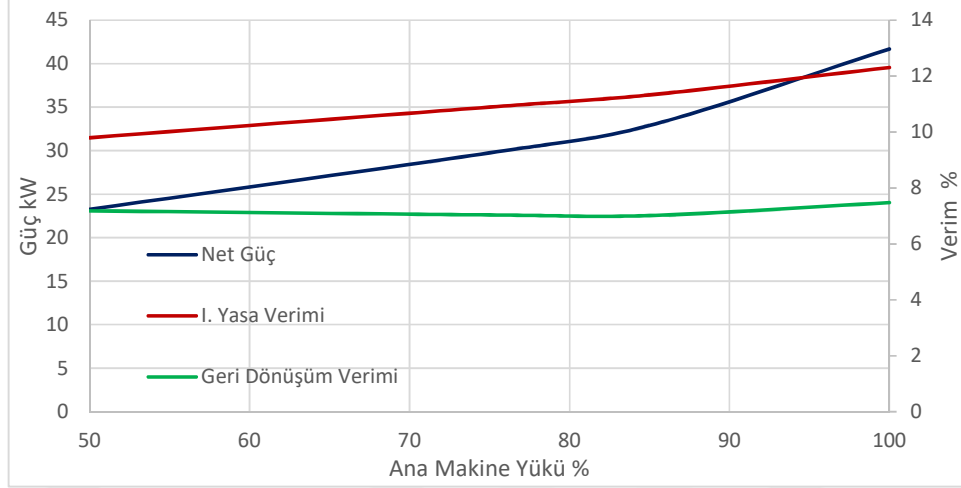
Şekil 4. 5 T-s diyagramları, Basit TORC

Şekil 4. 5 incelendiği zaman sabit debi için yük artıktıkça 3 noktasının sola doğru kaydağı görülmektedir. Ayrıca bütün yüklerde genişleme prosesi ıslak bölgede olmaktadır. Biz türbin izentropik verimini sabit kabul etmemize rağmen izentropik verimin kuruluk derecesi ile değiştiği bilinmektedir.

Çizelge 4. 4 Değişken Yüklerde TORC'un Basit TORC Parametreleri

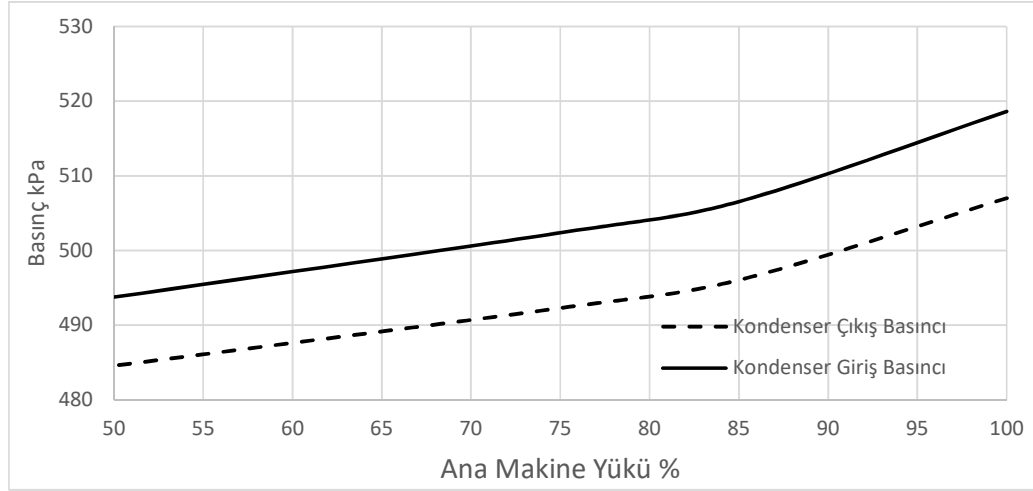
Yük %	Net Güç kW	η_l	γ	P1 kPa	T1 °C	P4 kPa
100	41.6803	12.3084	7.4763	507.0317	14.7155	518.6206
85	32.8936	11.3249	7.0129	496.0694	14.0262	506.5492
75	29.7521	10.8906	7.0357	492.3127	13.7539	502.3792
50	23.2563	9.7945	7.1821	484.5789	13.1870	493.7463

Çizelge 4. 4 incelendiği zaman ana makine yükü ile TORC'nun performansının birlikte arttığı görülmektedir. Buradan çıkıracamız sonuç ise düşük yüklerde TORC'nun performanslı çalışmayacağıdır. Ayrıca P1 ve T1'e baktığımız zaman yüke bağlı olarak artması beklendiği gibidir. Çünkü daha yüksek sıcaklıklarda kondenser yükü artacağından ve oluşturulan model türbin çıkış basıncını 1 noktasındaki doymuş sıvıya yakın sıkıştırılmış sıvı şartına göre belirleyeceğinden P4'ü göreceli olarak daha yüksek belirleyecektir.



Şekil 4. 6 Performans Parametreleri, Basit TORC

Yukarıda verilen Şekil 4. 5 incelendiği zaman Net Güç'ün %85 yükten sonra eğiminin artması dikkat çekicidir. Ayrıca I. Yasa Verimi ile Geri Dönüşüm Verimi arasındaki fark evaporatördeki yapılacak olan iyileştirmelerinin potansiyelini vermektedir. Ayrıca artan yük ile I. Yasa Verimi ile Geri Dönüşüm Verimi arasındaki fark artması bize daha büyük ısı enerji potansiyellerin geri kazanımı için daha fazla ısı transfer yüzey alanına ihtiyaç olduğu gösterir.

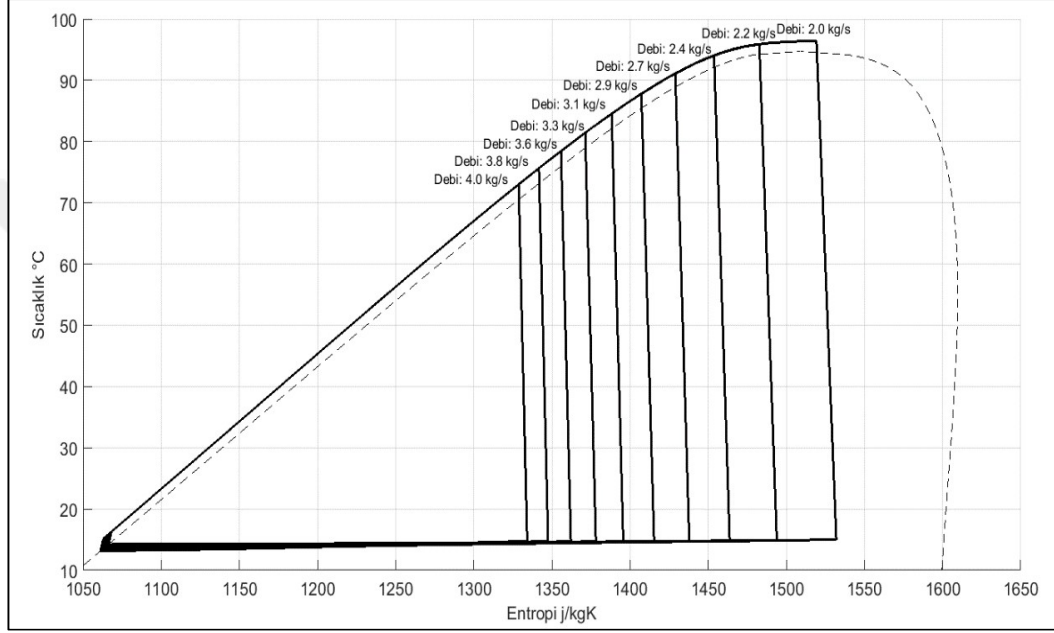


Şekil 4. 7 Kondenser Giriş ve Çıkış Basınçları, Basit TORC

Yukarıda verilen Şekil 4. 7 incelendiği zaman kondenser giriş ve çıkış basınçları eğrileri arasındaki fark kondenserdeki basınç farkıdır. Dikkat edilir ise kondenserdeki basınç farkının ana makine yükü ile çok değişmediğidir.

4.3.1.2 Değişken İş Akışkanı Debilerindeki Basit TORC

Bu durum için iş akışkanı debisi serisi 2 kg/s ile 4 kg/s arasında 10 noktadan oluşmaktadır. Ana makine yükü tam yükte olup, kondenser ve evaporatör parametreleri ise daha önceki durumda olduğu gibidir. Aşağıda Şekil 4. 8’de değişik debilerde $T-s$ diyagramları ve Çizelge 4. 5’te TORC parametreleri verilmiştir.



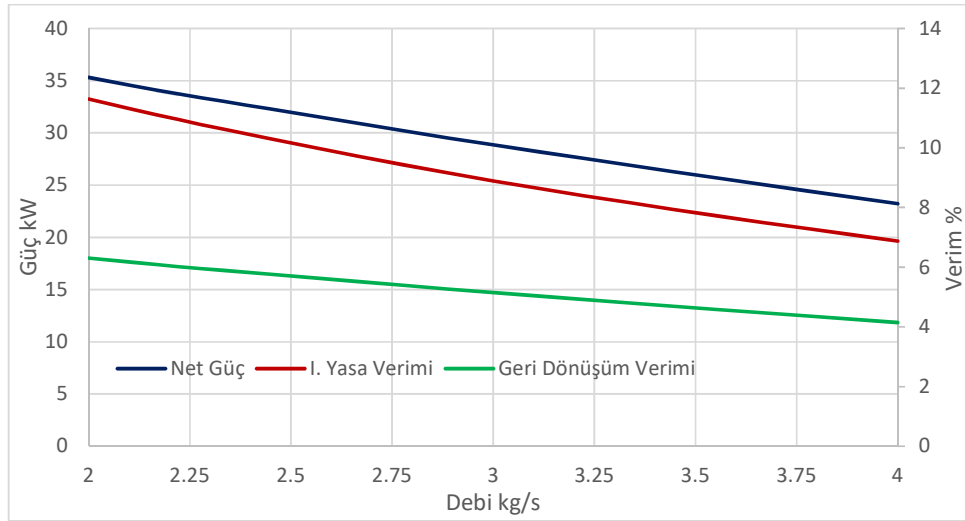
Şekil 4. 8 $T-s$ diyagramları, Basit TORC

Şekil 4. 8 incelendiği zaman tam yükte debi azaldıkça 3 noktasının sola doğru kaydığı görülmektedir. Ayrıca bütün debilerde genişleme prosesi ıslak bölgede olmaktadır. Daha önce belirtildiği gibi türbin izentropik verimini sabit kabul etmemize rağmen izentropik verimin kuruluk derecesi ile değiştiği bilinmektedir.

Aşağıda verilen Çizelge 4. 5 incelendiği zaman debi azaltıkça sistemin performansının arttığı görülmektedir. Diğer bir deyişle, İdeal Carnot Çevrimi’nde olduğu gibi sistemin en fazla sıcaklığının azalması ile performansının azalacağıdır. Ayrıca $P1$ ve $T1'$ e baktığımız zaman debinin arttığı zaman azalması beklendiği gibidir. Daha önce belirttiğimiz gibi kondensere gelen iş akışkanının sıcaklığı yükseldiği zaman oluşturulan model $P4$ basıncını yükseltecektir. Çizelge 4. 5’deki verilerin grafiği Şekil 4. 9 ve 4. 10’da gösterilmiştir.

Çizelge 4. 5 Değişken Debilerde Basit TORC Parametreleri

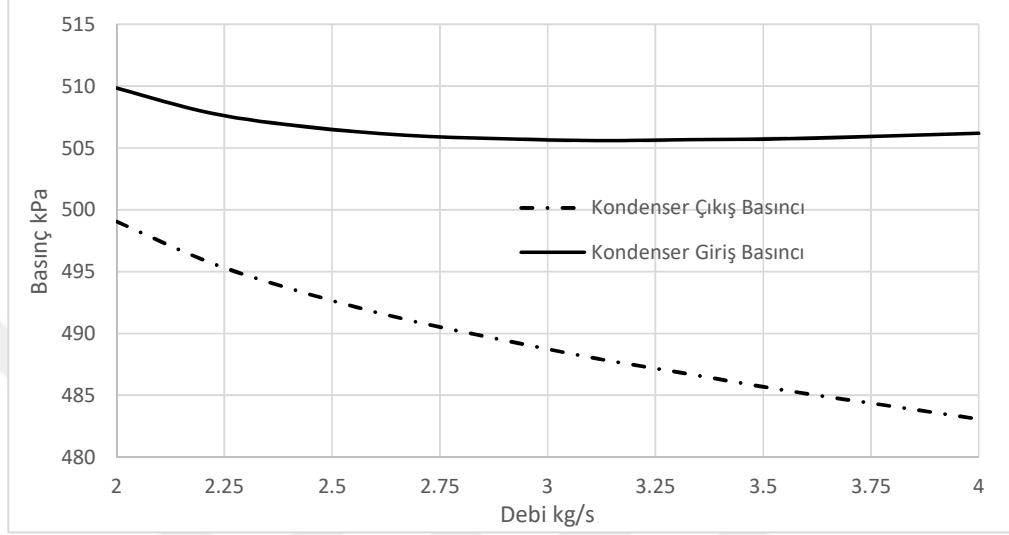
Debi kg/s	Net Güç kW	η_I	γ	P1 kPa	T1 °C	P4 kPa
2	35.3095	11.6301	6.3047	499.0547	14.1840	509.8414
2.2222	33.7254	10.9438	6.0202	495.6813	13.9510	507.7930
2.4444	32.3276	10.3142	5.7709	493.2102	13.8512	506.6956
2.6667	30.9115	9.71594	5.5182	491.1797	13.7412	506.0371
2.8889	29.5185	9.1565	5.2696	489.5357	13.5516	505.7445
3.1111	28.2031	8.6411	5.0347	488.0038	13.4916	505.5982
3.3333	26.9308	8.1671	4.8083	486.7031	13.3726	505.6713
3.5556	25.6657	7.7163	4.5825	485.3840	13.3247	505.7445
3.7778	24.4338	7.2895	4.3624	484.2365	13.2076	505.9640
4	23.2239	6.8789	4.1454	483.0881	13.1237	506.1835



Şekil 4. 9 Performans Parametreleri, Basit TORC

Yukarıda verilen Şekil 4. 9 incelendiği zaman debinin artması ile Geri Dönüşüm Verimi ile I. Yasa Verimi arasındaki farkın azaldığı görülmektedir. Bunun nedeni ise artan debi ile birlikte evaporatörde *pinch point*'den uzaklaşma ile olduğu tahmin edilebilir. Artan debi

ile birlikte hem iç taşınım katsayısındaki iyileşme hem de sıcaklık farkının korunması ile ısı transferi iyileşir. Fakat bu durum için en fazla sıcaklıktaki azalma ile TORC'un performansı azalmaktadır.

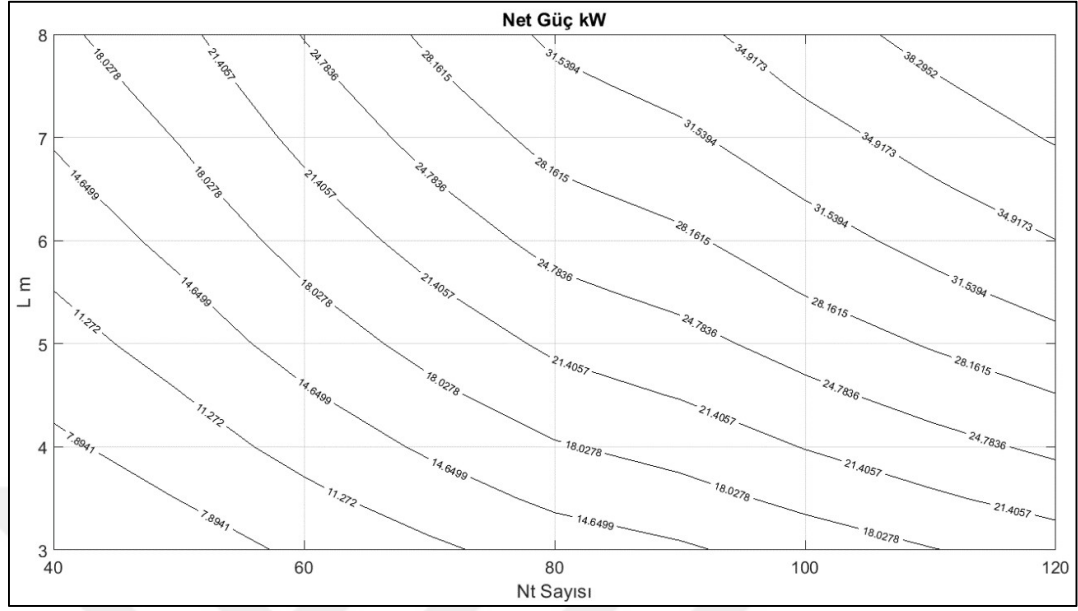


Şekil 4. 10 Kondenser Giriş ve Çıkış Basınçları, Basit TORC

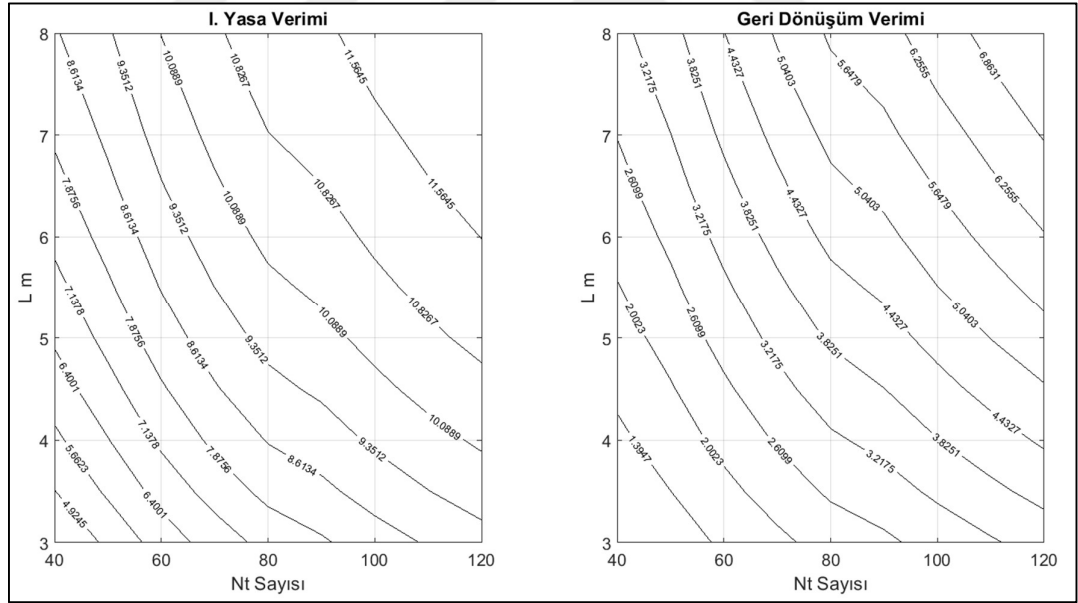
Yukarıda verilen Şekil 4. 10 incelendiği zaman kondenser giriş ve çıkış basınçları arasındaki farkın artan debi ile birlikte arttığı belirgin olarak görülmektedir. Bunun nedeni ise kondenserdeki artan debi ile birlikte akışkan hızının artması olduğu tahmin edilebilir.

4.3.1.3 Değişken Nt & L Parametrelerinde Basit TORC

Aşağıda verilen Şekil 4. 11 ve Şekil 4. 12'de evaporatördeki değişken boru uzunluğu (L) ve boru sayısı (Nt) ile TORC'un performans parametrelerinin değişimi kontür hatları ile gösterilmiştir. İş akışkanı debisi 2 kg/s ve diğer parametreler yukarıdaki durumlarda gösterildiği gibidir. Dikkat edileceği üzere evaporatördeki L ve Nt 'nin artması ile performansın sürekli yükseldiğidir. Fakat aşağıda verilen şekillerde görüleceği üzere sol üst köşeye doğru aralıkların artması ısı transfer yüzey alanı göre sisteminin iyileşme hızının azaldığı fark edilebilir.



Şekil 4. 11 Net Güç, Basit TORC

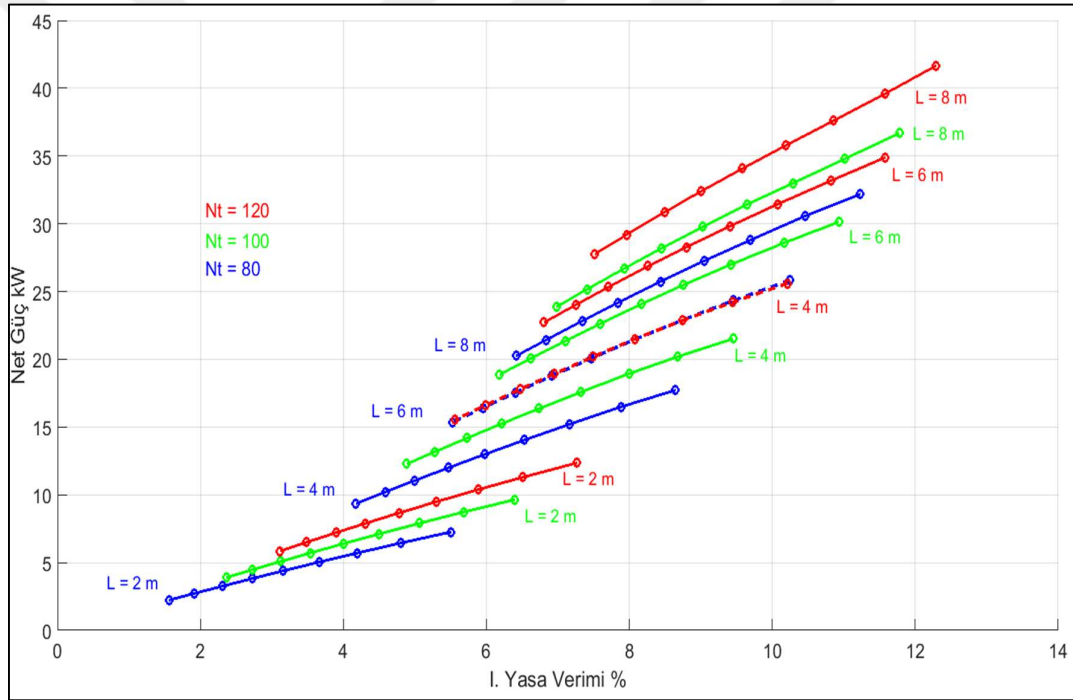


Şekil 4. 12 I. Yasa Verimi ve Geri Dönüşüm Verimi, Basit TORC

Yukarıda verilen Şekil 4. 12’de verilen I. Yasa Verim’in kontür hatları arasındaki mesafenin sol üst köşeye doğru artışı görülmektedir. Buradan artan ısı transfer yüzey alanı ile performans parametrelerindeki iyileşme oranının azaldığı fark edilebilir.

4.3.1.4 Değişken Debi- L & Nt Parametrelerinde Basit TORC

Aşağıda verilen Şekil 4. 13’de tam yükte, değişken debi ve L & Nt değerlerinde Net Güç- I . Yasa verimi parametreleri eksen olmak üzere sabit L eğrileri verilmektedir. Grafiklerde sabit L eğrileri farklı renklerde verilmiştir. Kırmızı eğrilerin Nt sayısı 120, yeşil eğrilerin Nt sayısı 100 ve mavi olan eğrilerin Nt sayısı 80’dir. Hangi eğrinin kaç metre uzunluğa sahip olduğu ucunda verilen ifadelerden anlaşılabılır. Sabit uzunluk eğrilerindeki 9 tane olan yuvarlak işaretleri sırası ile 4 kg/s ve 2 kg/s debi aralığındaki debileri göstermektedir. Grafiklerden anlaşılabacağı üzere artan debi ve ısı transfer yüzey alanı TORC’nun performansını artırmaktadır.



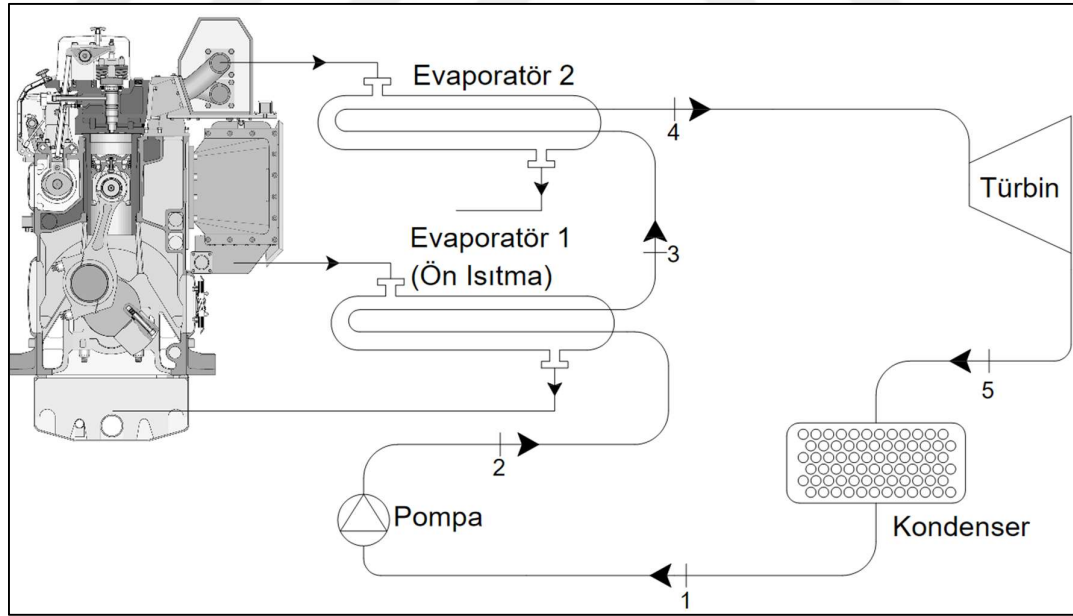
Şekil 4. 13 Net Güç ve I. Yasa Verimi, Basit TORC

Yukarıda verilen Şekil 4. 13’de kesikli gösterilen $Nt = 120$ ve $L=4 m$ ile $Nt = 80$ ve $L = 6 m$ eğrilerinin ısı transfer yüzey alanları birbirine eşittir. Eğer dikkatlice inceler isek $Nt = 80$ ve $L= 6 m$ eğrisinin göreceli olarak az bir miktar daha yüksekte olduğu fark edilebilir. Bunun nedeni ise Nt sayısı ile boru başına düşen debideki azalmanın iç taraftaki ısı transfer katsayısını azaltmasından kaynaklanabilir. Bu da ısı transferinde azalmaya dolayısıyla da TORC’un performansında azalmaya neden olabilir.

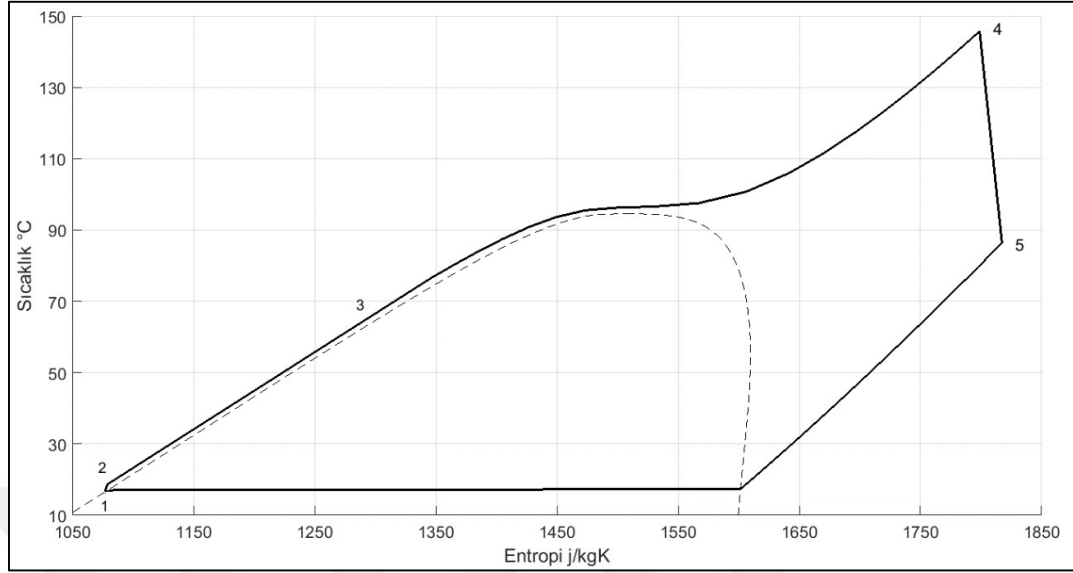
4.3.2 Ön Isıtmalı TORC Analizi

Aşağıda verilen Şekil 4. 14’de gemi atık ısı geri kazanımı için ele alınacak olan Ön Isıtmalı TORC şeması ve Şekil 4. 15’te ise örnek $T-s$ diyagramı gösterilmiştir. Şemada gösterilen noktalar arası prosesler aşağıdaki gibidir:

- 1–2, İş akışkanı pompa tarafından 3500 kPa basınca (kritik basıncın üzerine) basılır
- 2–3, İş akışkanı gövde borulu ısı değiştiricisi olan evaporatörde ana makine motor soğutma suyu ile ön ısıtılır
- 3–4, İş akışkanı gövde borulu ısı değiştiricisi olan evaporatörde ana makine egzoz gazı ile kızdırılır
- 4–5, İş akışkanı türbinde genişler
- 5–1, İş akışkanı çapraz akışlı ısı değiştiricisi olan kondenserde $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’deki deniz suyu ile yoğuşur



Şekil 4. 14 Ön Isıtmalı TORC Şeması [28]



Şekil 4. 15 Ön Isıtmalı TORC Örnek T-s Diyagramı

Ön Isıtmalı TORC için oluşturulan model tıpkı Basit TORC için oluşturulan model gibi çalışmaktadır. Aradaki tek fark ön ısıtma işleminin olmasıdır.

Bu senaryo için aşağıdaki belirli durumlara göre sistemin karakteristik değerleri incelenecektir. Bu durumlar:

- A. Değişik motor yüklerinde ve sabit iş akışkanı debisinde
- B. Tam yükte, değişken iş akışkanı debilerinde
- C. Tam yükte, sabit iş akışkanı debisinde ve değişken L_1 & Nt_1 parametrelerinde
- D. Tam yükte, sabit iş akışkanı debisinde ve değişken L_2 & Nt_2 parametrelerinde
- E. Tam yükte ve değişken iş akışkanı-değişken L_2 & Nt_2 parametrelerinde

Daha önce belirtildiği gibi yukarıda verilen durumlara göre TORC analizi yapılır iken başlangınçta şemada verilen noktaların termodinamik özellikleri bilinmemektedir. Bunun için Basit TORC için yapılanlar aynen bu senaryo içinde uygulanacaktır. Basit TORCdan farklı olarak ana makine soğutma suyunu TORC'da ön ısıtma olarak kullanılmaktadır. Daha önce 3. Bölüm'de belirtildiği gibi kritik noktadan uzak tek fazlı akışlar için ısı değiştiricisini ayırtlaştırmaya gerek yoktur. Bizde bu detayı Matlab ortamında oluşturulan modelimizin daha hızlı yanıt vermesi için ön ısıtmada kullanılan evaporatörü ayırtlaştırmadan ısı transferi hesaplarını gerçekleştireceğiz.

4.3.2.1 Değişken Ana Makine Yüklerindeki Ön Isıtmalı TORC

Bu durum için sabit iş akışkanı debisi 2 kg/s , evaporatör ve kondenserin gerekli parametreleri aşağıda verilmiştir.

Ön ısıtma için kullanılan gövde borulu ısı değiştiricisinin parametreleri:

- Boru boyu; 2 m ve boru sayısı; 50
- Boru iç çapı; 20 mm ve dış çap; 25 mm
- Gövde içerisindeki borular bakır ve pürüzlülük değeri; 0.0015 mm [29]
- Perde boyu, boru boyunun $1/20'u$ ve adım oranı; 1.25
- Borular arası açı; 90° ve kare dizilim düzeni
- İç taraftaki kirlenme faktörü; $0.0001 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
- Dış taraftaki kirlenme faktörü; $0.0001 \text{ } ^\circ\text{C/W}$

Kızdırma için kullanılan gövde borulu ısı değiştiricisinin parametreleri:

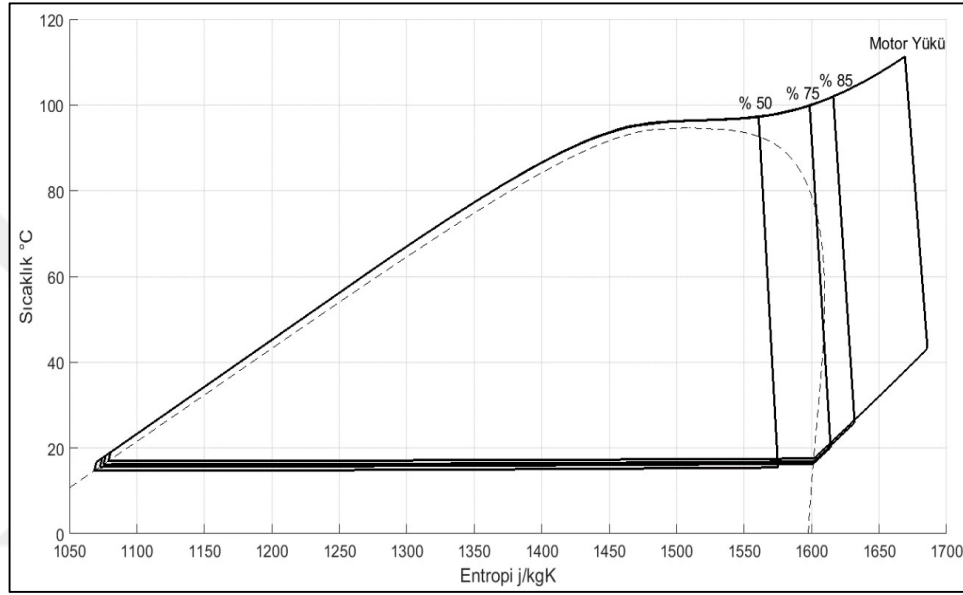
- Boru boyu; 5 m ve boru sayısı; 150
- Boru iç çapı; 20 mm ve dış çap; 25 mm
- Gövde içerisindeki borular bakır ve pürüzlülük değeri; 0.0015 mm [29]
- Perde boyu, boru boyunun $1/10'u$ ve adım oranı; 1.5
- Borular arası açı; 90° ve kare dizilim düzeni
- İç taraftaki kirlenme faktörü; $0.0001 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
- Dış taraftaki kirlenme faktörü; $0.01761 \text{ } ^\circ\text{C/W}$

Kondenser olarak kullanılan çapraz akışlı ısı değiştiricisinin parametreleri;

- Boru tarafta akışkan deniz suyudur ve saf su olarak kabul edilir
- Soğutma suyu basıncı; 120 kPa , sıcaklığı; $10 \text{ } ^\circ\text{C}$ ve debisi iş akışkanının 5 katıdır
- Isı değiştiricisinin NL sayısı; 100 , NT sayısı; 16 , boyu; 1.2 m
- Boru iç çapı; 25 mm , dış çap; 30 mm ,
- Bakır boru ve pürüzlülük değeri; 0.0015 mm [29]
- İç taraftaki kirlenme faktörü; $0.0001 \text{ } ^\circ\text{C/W}$,

- Dış taraftaki kirlenme faktörü; $0.0002 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
- Şaşırtmalı dizilim, ST ve SL ; 35 mm

Aşağıda verilen Şekil 4. 16'te TORC'un $T-s$ diyagramları ve Çizelge 4. 6'de ana makine yüküne bağlı olarak TORC'un çeşitli parametreleri verilmiştir. Çizelge 4. 6'deki verilerin grafiği Şekil 4. 17 ve 4. 18'ta gösterilmiştir.



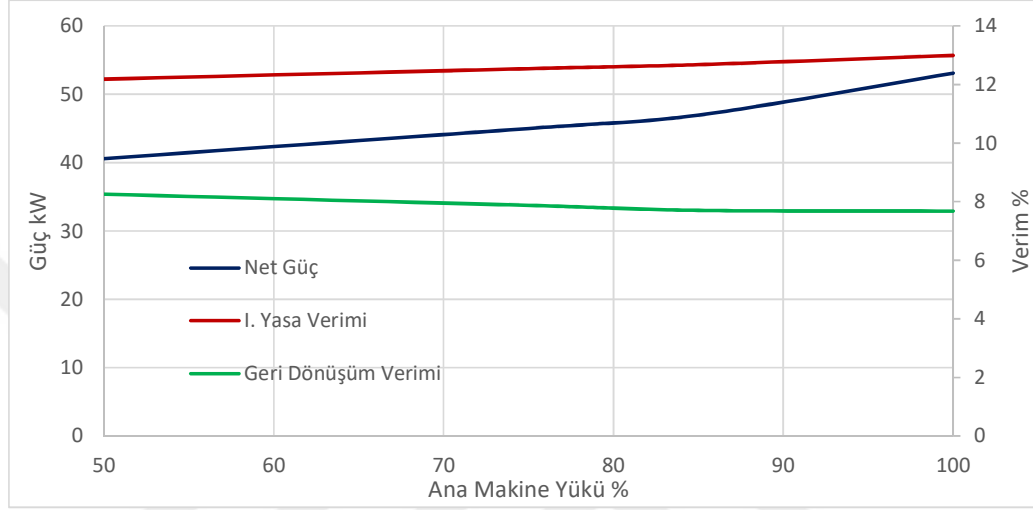
Şekil 4. 16 $T-s$ diyagramları, Ön Isıtmalı TORC

Şekil 4. 13 incelendiği zaman Basit TORC'daki gibi sabit debi için yük artıktıkça 4 noktasının sola doğru kaydağı görülmektedir. Ayrıca genişleme prosesi Basit TORC'dan farklı olarak %50 yük haricinde kızgın bölgede gerçekleşmektedir. Böylece ön ısıtma sayesinde türbin izentropik veriminde ve bakım onarımında iyileşme sağlanabilir.

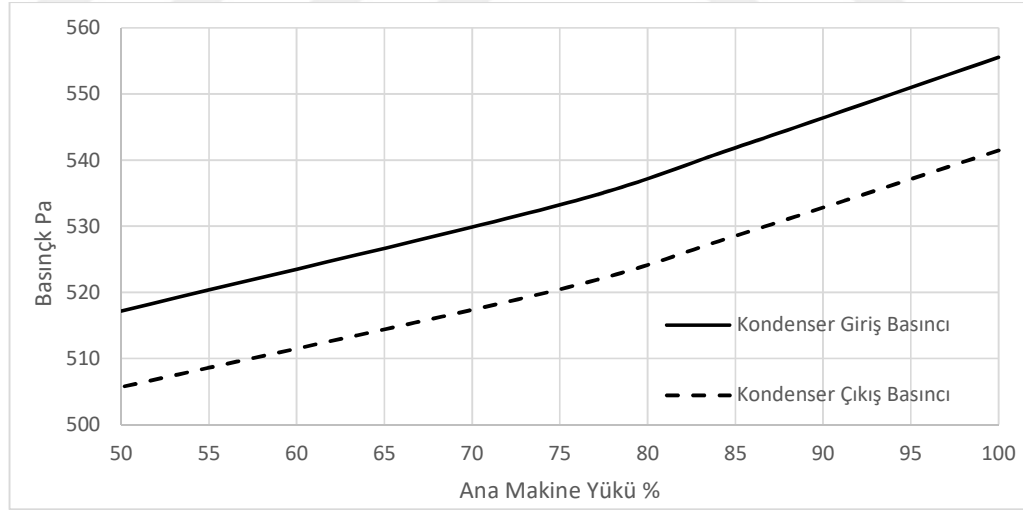
Çizelge 4. 6 Değişken Yüklerde Ön Isıtmalı TORC Parametreleri

Yük %	Net Güç kW	η_I	γ	P_1 kPa	T_1 $^\circ\text{C}$	P_5 kPa
100	53.0827	12.9927	7.6790	541.4753	16.9439	555.5296
85	46.9564	12.6784	7.7031	528.5764	16.1523	541.8609
75	44.9945	12.5417	7.8740	520.4984	15.5820	533.2312
50	40.5884	12.1819	8.2561	505.7171	14.6801	517.1879

Çizelge 4. 6 incelendiği zaman Geri Dönüşüm Verimi hariç Basit TORC'daki gibi ana makine yükü ile TORC'nun performansının birlikte arttığı görülmektedir. Ayrıca aşağıda verilen Şekil 4. 17 ve Şekil 4. 18 incelendiği zaman çıkarılacak sonuçlar Basit TORC'daki benzerdir.



Şekil 4. 17 Performans Parametreleri, Ön Isıtmalı TORC

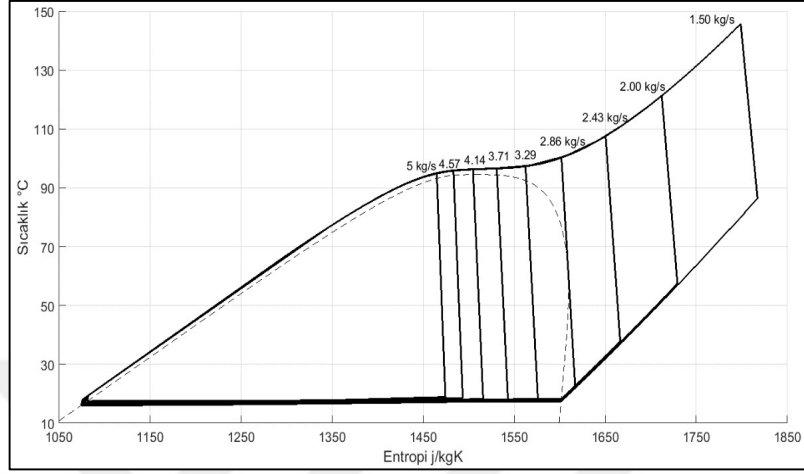


Şekil 4. 18 Kondenser Giriş ve Çıkış Basınçları, Ön Isıtmalı TORC

4.3.2.2 Değişken İş Akışkanı Debilerindeki Ön Isıtmalı TORC

Bu durum için iş akışkanı debisi serisi 1.5 kg/s ile 5 kg/s arasında 9 noktadan oluşmaktadır. Ana makine yükü tam yükte olup, kondenser ve evaporatör parametreleri ise daha önceki durumda olduğu gibidir. Aşağıda Şekil 4. 19'de değişken debilerde T-s

diyagramları ve Çizelge 4. 7’te TORC parametreleri verilmiştir. Ayrıca Çizelge 4. 7’deki verilerin grafiği Şekil 4. 20 ve 4. 21’de gösterilmiştir.



Şekil 4. 19 T–s diyagramları, Ön Isıtmalı TORC

Şekil 4. 19 incelendiği zaman Basit TORC’da olduğu gibi tam yükte debi azaldıkça 4 noktasının sola doğru kaydığı görülmektedir. Ayrıca 2,86 kg/s’den sonraki debiler için genişleme prosesi ıslak bölgede olmaktadır. Daha önce belirtildiği gibi türbin izentropik verimini sabit kabul etmemize rağmen izentropik verimin kuruluk derecesi ile değiştiği bilinmektedir.

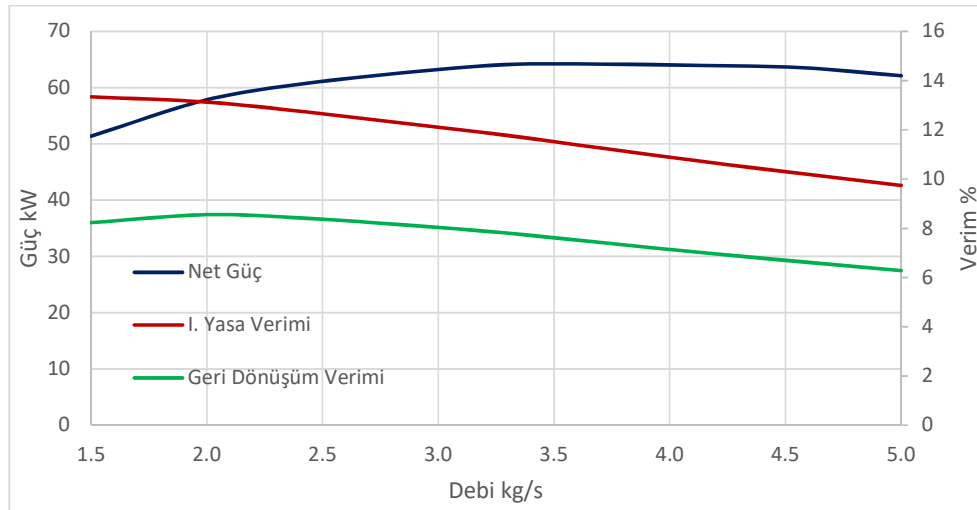
Çizelge 4. 7 Ön Isıtmalı TORC Parametreleri

Debi kg/s	Net Güç kW	η_I	γ	P1 kPa	T1 °C	P5 kPa
1.5	51.3748	13.3412	8.2307	543.1014	16.5641	552.3269
2	57.8464	13.1268	8.5532	548.8717	17.4171	563.3485
2.4286	60.7342	12.7278	8.4067	549.4777	17.3873	568.3874
2.8571	62.6668	12.2605	8.1352	540.3145	16.9033	563.2327
3.2857	64.0797	11.7869	7.8116	526.9953	15.9842	552.7495
3.7143	64.1732	11.2443	7.4099	526.7618	16.0476	556.8038
4.1429	63.9225	10.7084	7.0073	527.1008	15.9916	561.4372
4.5714	63.5440	10.2188	6.6389	527.6496	16.0756	566.5340
5	62.0949	9.7366	6.2782	528.4881	16.0937	572.0362

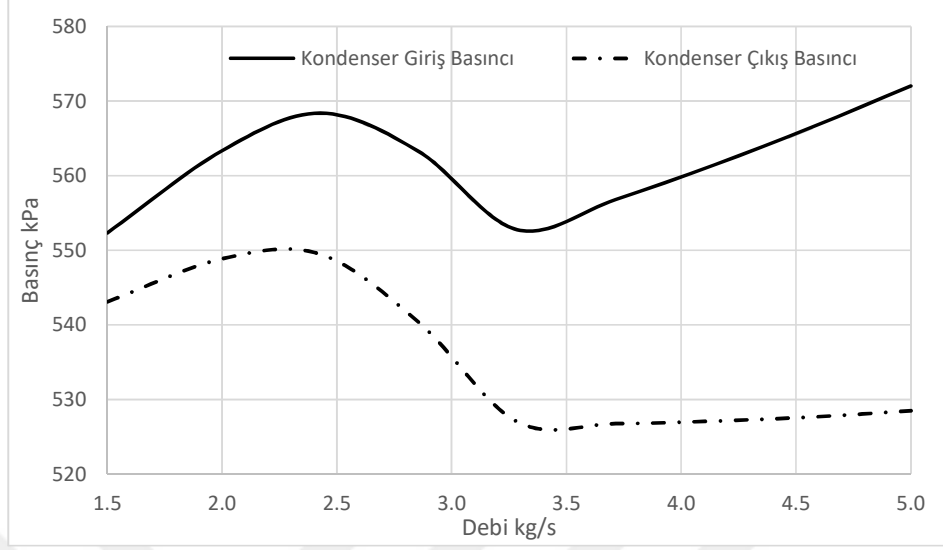
Çizelge 4. 7 incelendiği zaman Basit TORC'den farklı olarak debi azaltıkça I. Yasa verimi haricinde sistemin performans parametrelerinin sürekli arttığı ya da azaldığı söylenemez. Buradaki farklılık ısı transferi olayından kaynaklanmaktadır. Sistemin debisini artırdığımız zaman evaporatörlerde *pinch point*'den kaçılır ve toplam entalpi artar. Fakat debi artıkça sistemin ortalama sıcaklığı azalmaktadır. Toplam entalpi ve ortalama sıcaklık parametreleri farklı debilerde sistemin performans parametrelerine farklı oranlarda etki etmektedir. Örneğin Net Güç için en fazla değeri veren debi 3.7143 kg/s iken I. Yasa Verimi için en fazla değeri veren debi 1.5 kg/s 'dir. Buradan $1.5 \text{ kg/s} - 3.7143 \text{ kg/s}$ debi aralığında toplam entalpi parametresinin en fazla sıcaklık parametresine göre Net Güç için daha baskın olduğu çıkarılabilir. I. Yasa Verimi için ise bütün debi aralıklarında en fazla sıcaklık parametresinin toplam entalpi parametresine göre daha baskın olduğu çıkarılabilir.

Performans parametrelerinin farklı debi değerlerinde en fazla değer göstermeleri atık ısı geri kazanımında dikkate alınması gereken performans parametresinin hangisi olduğunu sorusu ilgi uyandırabilir. Diğer güç çevrimlerinden farklı olarak enerji kaynağımız sabit olduğundan dolayı Net Güç dikkate alınması gereken performans parametresi olduğu söylenebilir.

Ayrıca $P1$ ve $T1'$ e baktığımız zaman Basit TORC'den farklı olarak bir dalgalanma görülmektedir. Bunun nedenleri ise belirli bir debi aralığında ısı transfer mekanizmasındaki iyileşmeden kaynaklanabilir.



Şekil 4. 20 Parametreleri, Ön Isıtmalı TORC

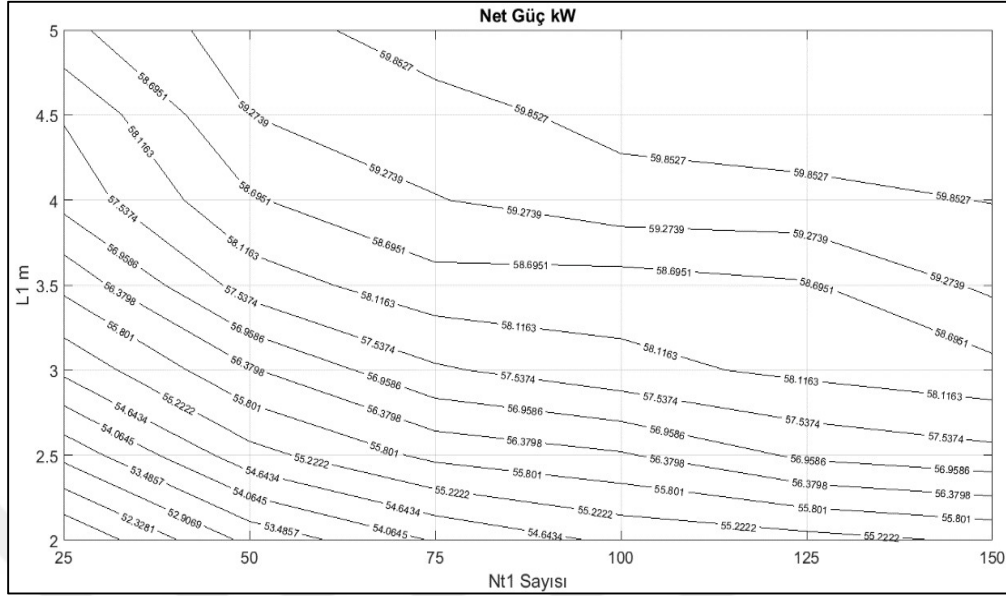


Şekil 4. 21 Kondenser Giriş ve Çıkış Basınçları, Ön Isıtmalı TORC

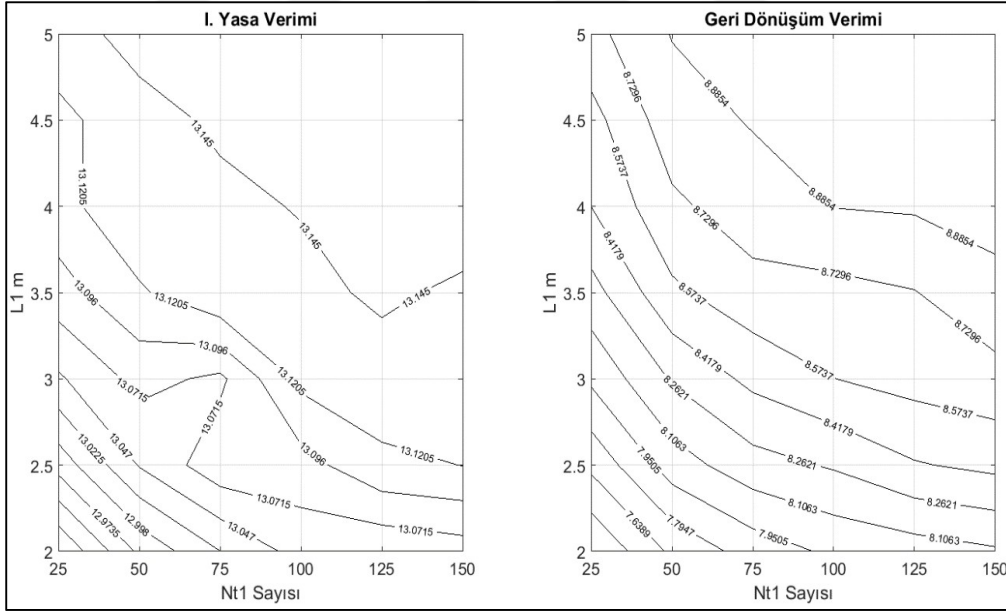
Yukarıda verilen Şekil 4. 21 incelendiği zaman daha önce belirtildiği gibi kondenser giriş ve çıkış basınçları arasındaki farkın artan debi ile birlikte arttığı belirgin olarak görülmektedir.

4.3.2.3 Değişken Nt_1 & L_1 Parametrelerinde Ön Isıtmalı TORC

Aşağıda verilen Şekil 4. 22 ve Şekil 4. 23'de ön ısıtma için kullanılan evaporatördeki değişken boru uzunluğu (L_1) ve boru sayısı (Nt_1) ile TORC'un performans parametrelerinin değişimi kontür hatları ile gösterilmiştir. İş akışkanı debisi 2 kg/s ve diğer parametreler yukarıdaki durumlarda gösterildiği gibidir. Hatırlatmak amacı ile Basit TORC'da Net Güç; 41.6803 kW, I. Yasa Verimi; %12.3084 ve Geri Dönüşüm Verimi; %7.4763'dür. Dikkat edileceği üzere evaporatördeki L_1 ve Nt_1 'nin artması ile performans parametrelerinin sürekli artıdır. Ayrıca sol üst köşedeki boşluklardan TORC performans parametrelerindeki ısı transfer yüzey alanı artışına bağlı olan iyileşmenin hızın azaldığı görülmektedir.



Şekil 4. 22 Net Güç, Ön Isıtmalı TORC

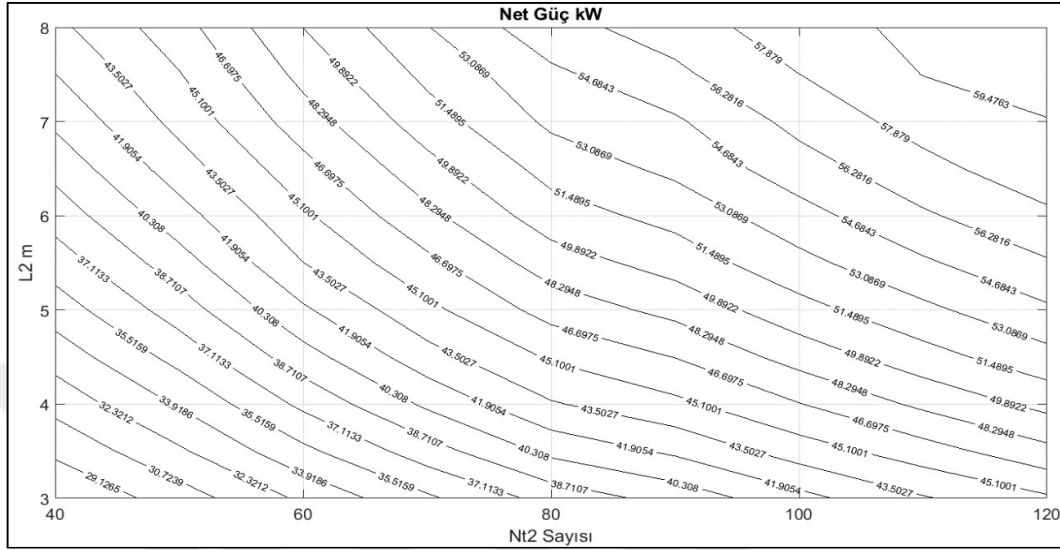


Şekil 4. 23 I. Yasa Verimi ve Geri Dönüşüm Verimi, Ön Isıtmalı TORC

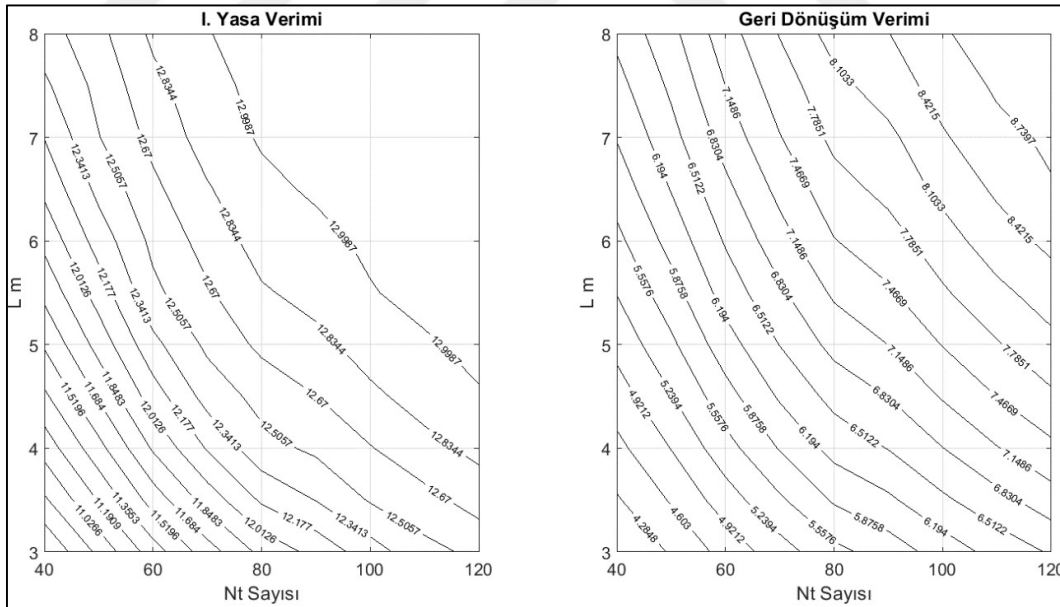
4.3.2.4 Değişken Nt_2 & L_2 Parametrelerinde Ön Isıtmalı TORC

Aşağıda verilen Şekil 4. 24 ve Şekil 4. 25'de kızdırma için kullanılan evaporatördeki değişken boru uzunluğu (L_2) ve boru sayısı (Nt_2) ile TORC'un performans parametrelerinin değişimi kontür hatları ile gösterilmiştir. İş akışkanı debisi 2 kg/s ve diğer parametreler

yukarıdaki durumlarda gösterildiği gibidir. Aşağıda verilen grafiklerden çıkarılacak sonuçlar daha önce verilen Basit TORC'nun benzer durumunda anlatıldığı gibidir.



Şekil 4. 24 Net Güç, Ön Isıtmalı TORC

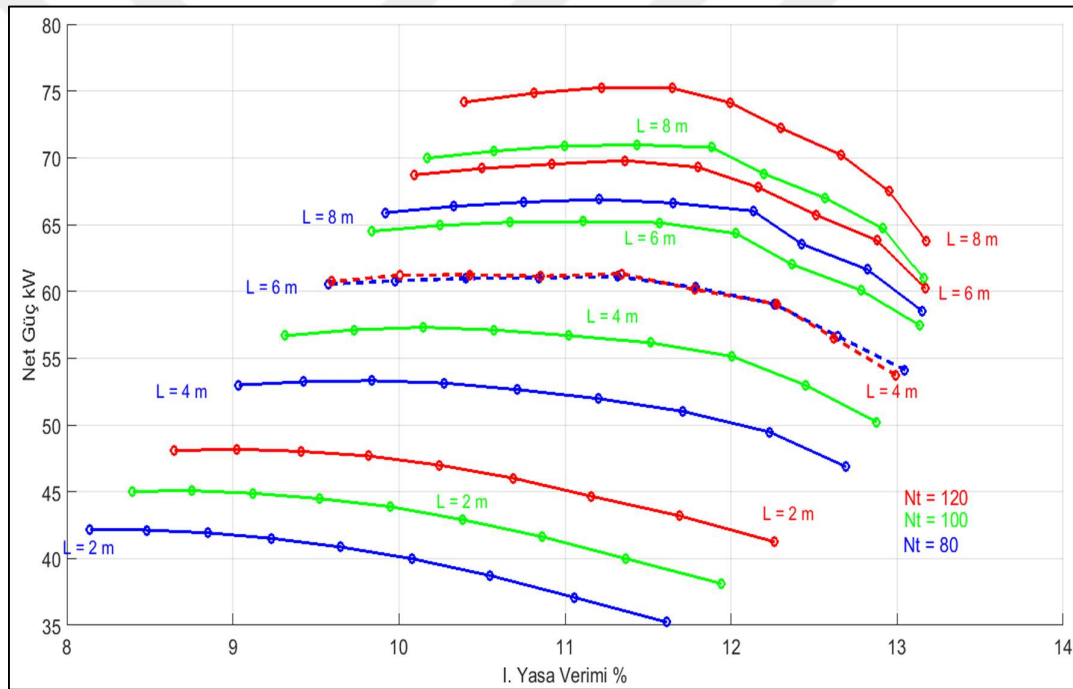


Şekil 4. 25 I. Yasa Verimi ve Geri Dönüşüm Verimi, Ön Isıtmalı TORC

Dikkat edillirse Şekil 4. 25'de verilen I. Yasa Verimi için sol üst köşenin boş kalması artan ısı transfer yüzey alanının I. Yasa Verimi'ndeki iyileşme oranının azaldığını bize bildirir.

4.3.2.5 Değişken Debi- L_2 & Nt_2 Parametrelerinde Ön Isıtmalı TORC

Aşağıda verilen Şekil 4. 26'de tam yükte, değişken debi ve L & Nt değerlerinde Net Güç- I . Yasa verimi parametreleri eksen olmak üzere sabit L eğrileri verilmektedir. Grafiklerde sabit L eğrileri farklı renklerde verilmiştir. Kırmızı eğrilerin Nt sayısı 120, yeşil eğrilerin Nt sayısı 100 ve mavi olan eğrilerin Nt sayısı 80'dir. Hangi eğrinin kaç metre uzunluğa sahip olduğu ucunda verilen ifadelerden anlaşılabilir. Sabit uzunluk eğrilerindeki 8 tane olan yuvarlak işaretleri sırası ile 5 kg/s ve 2 kg/s debi aralığındaki debileri göstermektedir. Grafiklerden anlaşılacağı üzere artan debi ve ısı transfer yüzey alanı TORC'nun performansını artırmaktadır.



Şekil 4. 26 Net Güç ve I. Yasa Verimi, Değişken Debi ve L_2 & Nt_2 , Ön Isıtmalı TORC

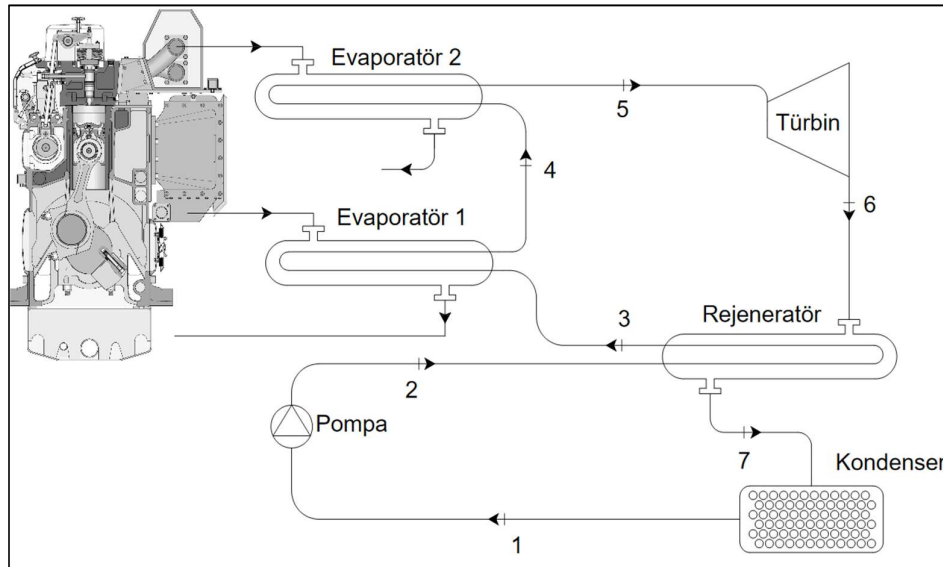
Yukarıda verilen Şekil 4. 26 incelendiği zaman Basit TORC'dan farklı olarak sabit uzunluk eğrilerinde artan debi ile birlikte performansın sürekli olarak artmadığıdır. Bu durumu daha önce evaporatörlerden çıkan iş akışkanının artan debi ile sıcaklığının azalmasının neden olduğunu belirtmiştik.

4.3.3 Ön Isıtmalı Regeneratif TORC Analizi

Aşağıda verilen Şekil 4. 27’de gemi atık ısı geri kazanımı için ele alınacak olan Ön Isıtmalı Regeneratif TORC (RTORC) şeması ve Şekil 4. 28’te ise örnek $T-s$ diyagramı gösterilmiştir.

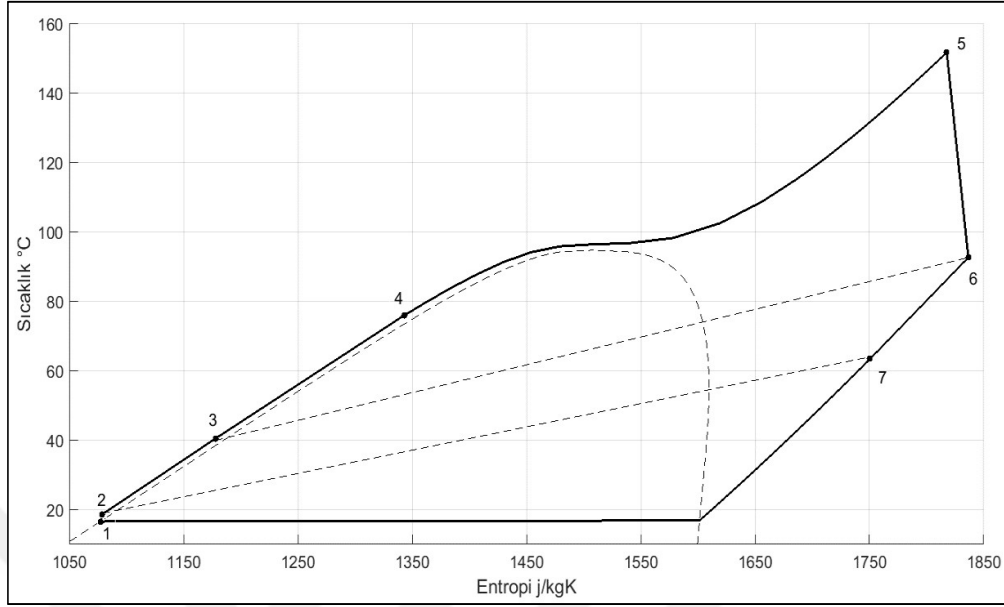
Şemada gösterilen noktalar arası prosesler aşağıdaki gibidir:

- 1–2, İş akışkanı pompa tarafından 3500 kPa basınca (kritik basıncın üzerine) basılır
- 2–3, İş akışkanı regeneratörde türbinden çıkan iş akışkanından ısı alır
- 3–4, İş akışkanı gövde borulu ısı değiştiricisi olan evaporatörde ana makine motor soğutma suyu ile ön ısıtılır
- 4–5, İş akışkanı gövde borulu ısı değiştiricisi olan evaporatörde ana makine egzoz gazı ile kızdırılır
- 5–6, İş akışkanı türbinde genişler
- 6–7, İş akışkanı regeneratörde pompadan çıkan iş akışkanından ısı verir
- 7–1, İş akışkanı çapraz akışlı ısı değiştiricisi olan kondenserde 10°C ’deki deniz suyu ile yoğunlaşır



Şekil 4. 27 Ön Isıtmalı Regeneratif TORC Şeması [28]

Aşağıda verilen Şekil 4. 28’de kesikli doğrular arasında rejenerasyon ile ısı transferi gerçekleşir.



Şekil 4. 28 Ön Isıtmalı Regeneratif TORC Örnek T-s Diyagramı

Daha önce verilen Basit TORC ve Ön Isıtmalı TORC 'da Matlab ortamında oluşturulan modeller sadece 1 noktası için iterasyon yapıyor iken Ön Isıtmalı Regeneratif TORC 'da 1 ve 6 noktası için birlikte iterasyonlar yapacaktır. Ayrıca Ön Isıtmalı Regeneratif TORC için Matlab ortamında oluşturulan model türbin çıkış basıncı kızgın bölge haricinde çalışmamaktadır. Çünkü iki fazlı bölgede gövde borulu ısı değiştiricisi için ısı transferi ve basınç kaybı bağıntıları bu çalışmada yer almaktadır.

Bu senaryo için aşağıdaki belirli durumlara göre sistemin karakteristik değerleri incelenecektir. Bu durumlar:

- A. Değişik motor yüklerinde ve sabit iş akışkanı debisinde
- B. Tam yükte değişken iş akışkanı debilerinde
- C. Tam yükte, sabit iş akışkanı debisinde ve değişken L_R & Nt_R parametrelerinde
- D. Tam yükte, sabit iş akışkanı debisinde ve değişken L_2 & Nt_2 parametrelerinde
- E. Tam yükte ve değişken iş akışkanı-değişken L_2 & Nt_2 parametrelerinde

4.3.3.1 Değişken Ana Makine Yüklerindeki Ön Isıtmalı RTORC

Bu durum için sabit iş akışkanı debisi 2 kg/s , rejeneratör, evaporatör ve kondenserin gerekli parametreleri aşağıda verilmiştir. Ayrıca %50 yükte türbin çıkışı ıslak bölgede

olduğu için %50 yükteki sonuçlar hesaplanmamıştır. Şekil 4. 29 bu senaryo için değişken yüklerde $T-s$ diyagramı ve Çizelge 4. 8'de genel performans değerleri verilmektedir.

Rejeneratör için kullanılan gövde borulu ısı değiştiricisinin parametreleri:

- Boru boyu; 2 m ve boru sayısı; 100
- Boru iç çapı; 20 mm ve dış çap; 25 mm
- Gövde İçerisindeki borular bakır ve pürüzlülük değeri; 0.0015 mm [19]
- Perde boyu, boru boyunun 1/10'u ve adım oranı; 1.5
- Borular arası açı; 90° ve kare dizilim düzeni
- İç taraftaki kirlenme faktörü; 0.0001 °C/W
- Dış taraftaki kirlenme faktörü; 0.0001 °C/W

Ön ısıtma için kullanılan gövde borulu ısı değiştiricisinin parametreleri:

- Boru boyu; 2 m ve boru sayısı; 100
- Boru iç çapı; 20 mm ve dış çap; 25 mm
- Gövde İçerisindeki borular bakır ve pürüzlülük değeri; 0.0015 mm [19]
- Perde boyu, boru boyunun 1/20'u ve adım oranı; 1.25
- Borular arası açı; 90° ve kare dizilim düzeni
- İç taraftaki kirlenme faktörü; 0.0001 °C/W
- Dış taraftaki kirlenme faktörü; 0.0001 °C/W

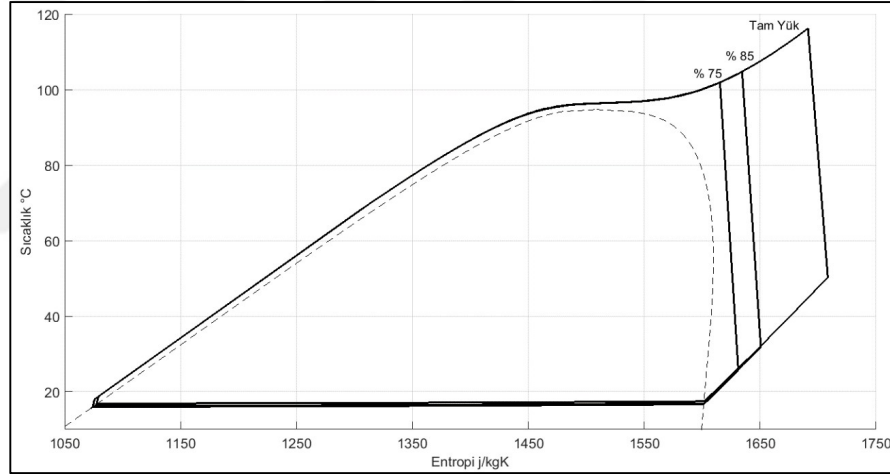
Kızdırma için kullanılan gövde borulu ısı değiştiricisinin parametreleri:

- Boru boyu; 5 m ve boru sayısı; 150
- Boru iç çapı; 20 mm ve dış çap; 25 mm
- Gövde İçerisindeki borular bakır ve pürüzlülük değeri; 0.0015 mm [19]
- Perde boyu, boru boyunun 1/10'u ve adım oranı; 1.5
- Borular arası açı; 90° ve kare dizilim düzeni
- İç taraftaki kirlenme faktörü; 0.0001 °C/W

- Dış taraftaki kirlenme faktörü; $0.01761 \text{ } ^\circ\text{C/W}$

Kondenser olarak kullanılan çapraz akışlı ısı değıştircisinin parametreleri;

- Boru tarafta akışkan deniz suyudur ve saf su olarak kabul edilir
- Soğutma suyu basıncı; 120 kPa , sıcaklığı; $10 \text{ } ^\circ\text{C}$ ve debisi iş akışkanının 5 katıdır
- Isı değıştircisinin NL sayısı; 100, NT sayısı; 16, boyu; 1.2 m
- Boru iç çapı; 25 mm , dış çap; 30 mm ,
- Bakır boru ve pürüzlülük değeri; 0.0015 mm [29]
- İç taraftaki kirlenme faktörü; $0.0001 \text{ } ^\circ\text{C/W}$,
- Dış taraftaki kirlenme faktörü; $0.0002 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
- Şaşırtmalı dizilim, ST ve SL ; 35 mm



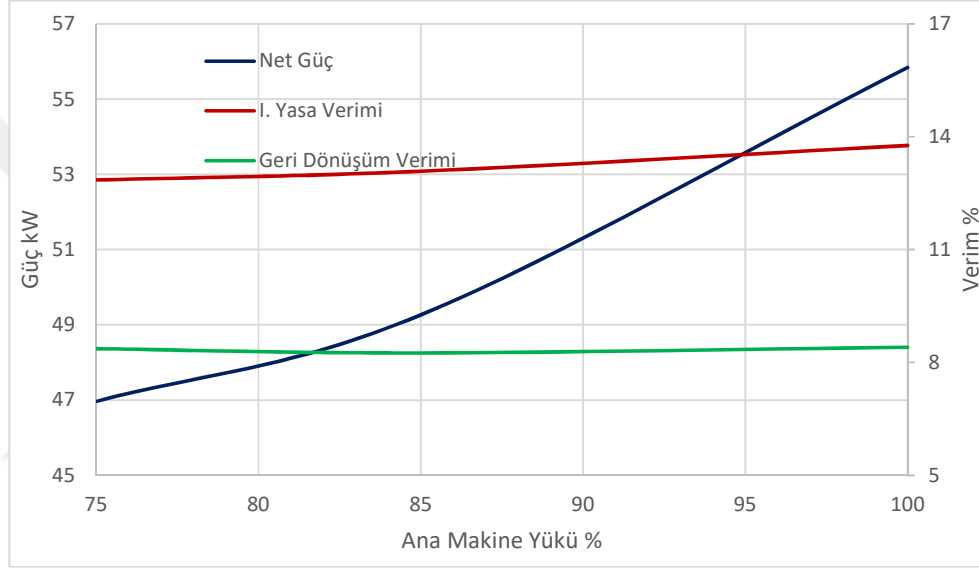
Şekil 4. 29 Değişken Yüklerdeki $T-s$ diyagramları, Ön Isıtmalı RTORC

Şekil 4. 29 incelendiği zaman diğer senaryolarda olduğu gibi yük artıka 5 noktasının sola doğru kaydağı görölmektedir.

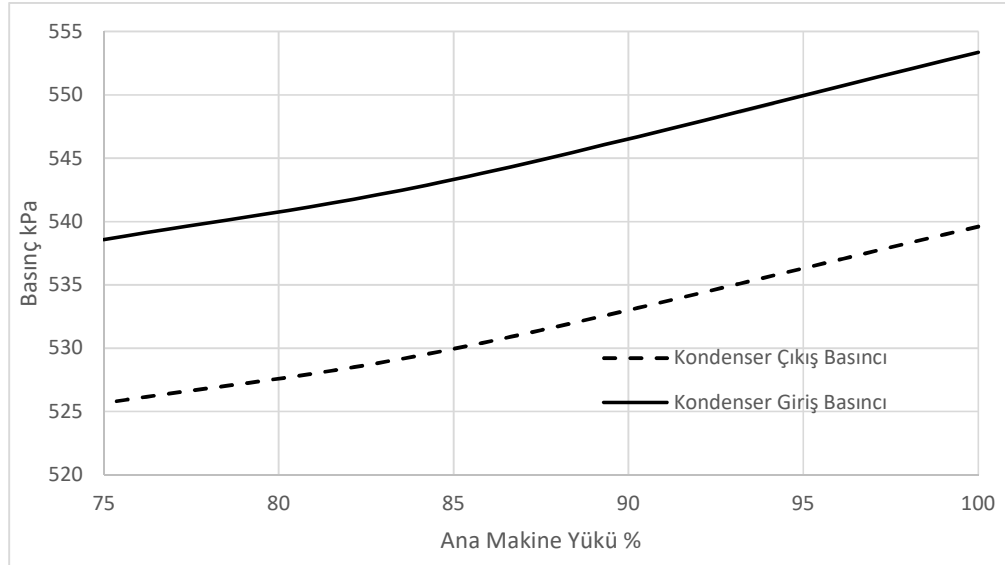
Çizelge 4. 8 Değişken Debilerde Ön Isıtmalı RTORC Parametreleri

Yük	Net Güç	ηI	γ	$P1$	$T1$	$P7$
%	kW			kPa	$^\circ\text{C}$	kPa
100	55.8448	13.7685	8.4036	539.6120	16.3221	553.3553
85	49.2647	13.0843	8.2548	529.9591	16.2037	543.3184
75	46.9637	12.8516	8.3670	525.6706	15.5132	538.5718

Çizelge 4. 8 incelendiği zaman ilk iki senaryodaki gibi ana makine yükü ile TORC'nun net güç ve I. Yasa Verimi'nin birlikte arttığı görülmektedir. Kondenser giriş ve çıkış basınçlarının Ön Isıtmalı TORC'ya göre azaldığı fark edilebilir. Bunun iki sebebi vardır. Birincisi rejeneratördeki basınç kaybı, ikincisi ise kondenserdeki soğutma yükü azalacağından türbinin daha fazla genişleme imkanı olmasıdır. Ayrıca aşağıda verilen Şekil 4. 30 ve Şekil 4. 31 incelendiği zaman çıkarılacak sonuçlar ilk iki TORC modellerinin sonuçlarına benzerdir.



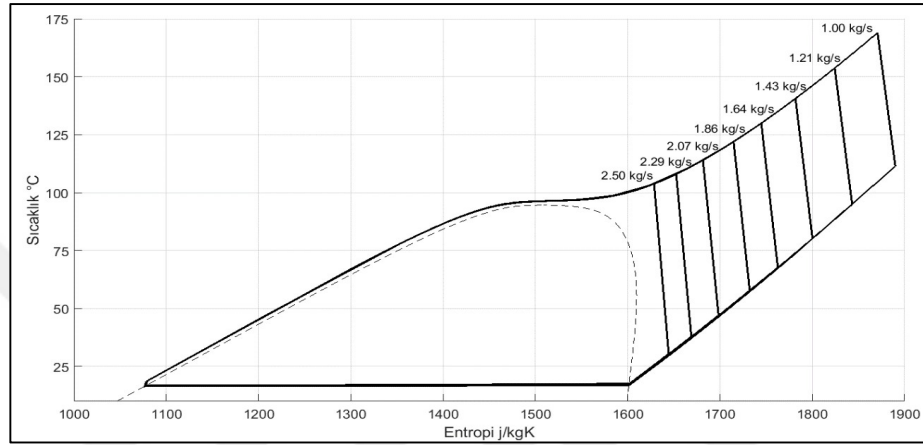
Şekil 4. 30 Performans Parametreleri, Ön Isıtmalı RTORC



Şekil 4. 31 Kondenser Giriş ve Çıkış Basınçları, Ön Isıtmalı RTORC

4.3.3.2 Değişken İş Akışkanı Debilerindeki Ön Isıtmalı RTORC

Bu durum için iş akışkanı debisi serisi 1 kg/s ile 2.5 kg/s arasında 8 noktadan oluşmaktadır. Ana makine yükü tam yükte olup, rejeneratör, kondenser ve evaporatör parametreleri ise daha önceki durumda olduğu gibidir. Aşağıda Şekil 4. 32’de değişken debilerde T–s diyagramları ve Çizelge 4. 9’te TORC parametreleri verilmiştir.

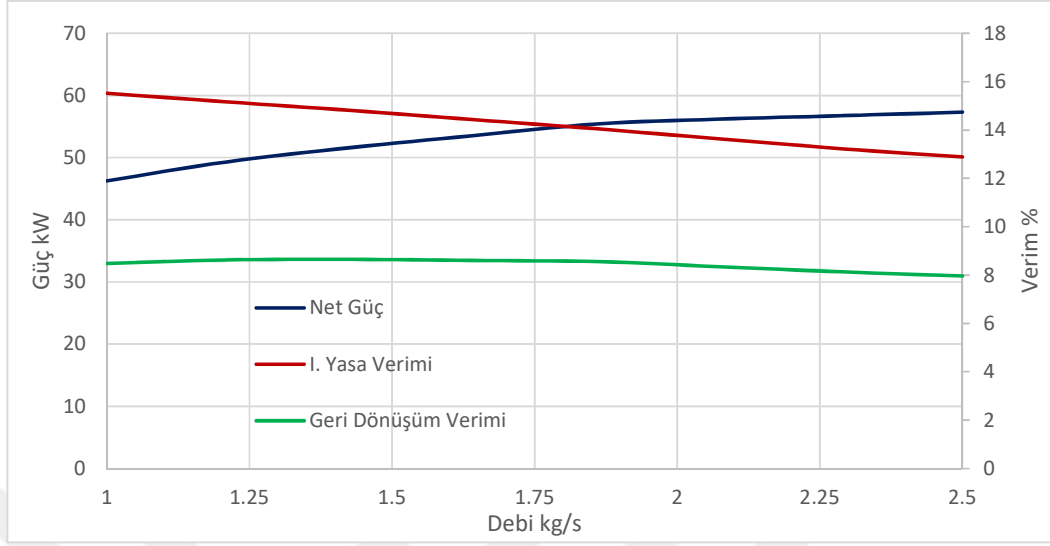


Şekil 4. 32 Değişken Debilerde T–s diyagramları, Ön Isıtmalı RTORC

Şekil 4. 32 incelendiği zaman ilk iki senaryoda olduğu gibi tam yükte debi azaldıkça 5 noktasının sola doğru kaydığı görülmektedir. Ayrıca Çizelge 4. 9’deki verilerin grafiği Şekil 4. 33 ve 4. 34’de gösterilmiştir.

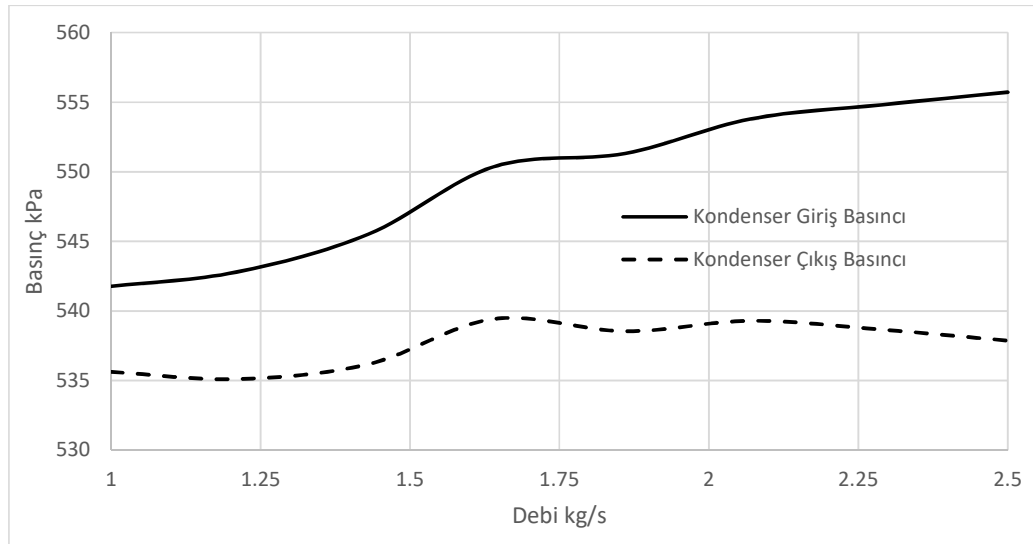
Çizelge 4. 9 Değişken Debilerde Ön Isıtmalı Rejeneratif TORC Parametreleri

Debi kg/s	Net Güç kW	η_I	γ	P1 kPa	T1 °C	P7 kPa
1	46.2645	15.5229	8.4781	535.6391	16.5758	541.7716
1.21	49.3144	15.1650	8.6263	535.1196	16.5786	542.8021
1.43	51.6438	14.8070	8.6496	536.1918	16.5937	545.5118
1.64	53.5157	14.4351	8.6053	539.4413	16.2476	550.3646
1.86	55.4250	14.0482	8.5572	538.5565	16.7951	551.3231
2.07	56.1864	13.6415	8.3511	539.3092	16.8221	553.7983
2.29	56.7591	13.2230	8.1316	538.6719	16.6999	554.8193
2.5	57.3236	12.8842	7.9600	537.8833	16.6752	555.7176



Şekil 4. 33 Değişken Debilerde Performans Parametreleri, Ön Isıtmalı RTORC

Yukarıda verilen Şekil 4. 33 incelendiği zaman öncelikle ilk iki senaryodan farklı olarak Net Güç'ün artan debi ile birlikte sürekli olarak artırı görülmektedir. Buradan çıkaracağımız sonuç ise artan ısı kaynakları ile en fazla net gücü veren debinin artığıdır. İkinci olarak I. Yasa Verimi'nin artan debi ile azalması ise daha önce belirttiğimiz gibi artan debi ile ortalama sıcaklığının azalması ile açıklanabilir. Ayrıca artan debi ile birlikte ısı transferindeki kısmi iyileşmeyi I. Yasa Verimi ve Geri Dönüşüm Verimi eğrileri arasındaki farkın kısmi olarak azalmasından anlayabiliriz.

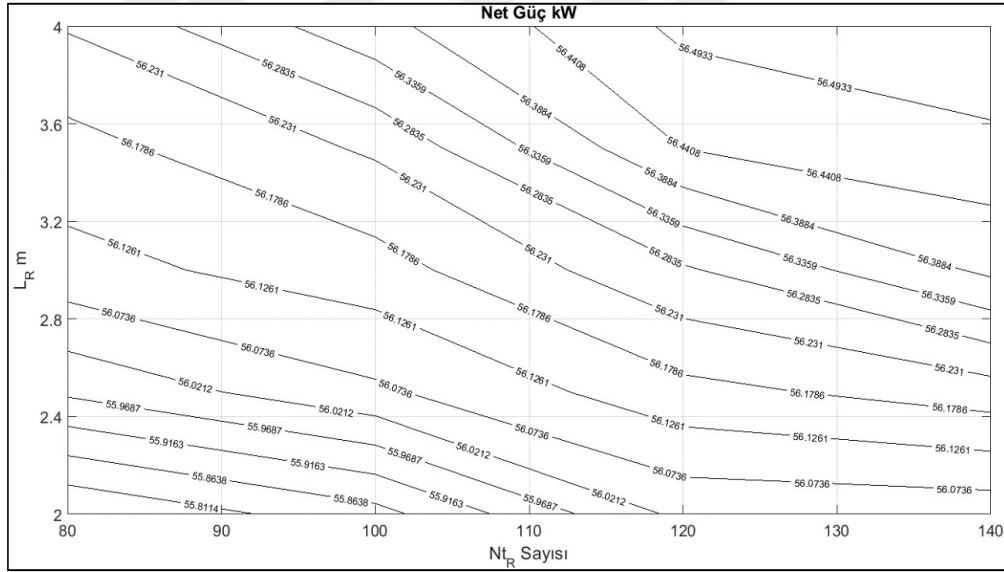


Şekil 4. 34 Kondenser Giriş ve Çıkış Basıncıları, Ön Isıtmalı RTORC

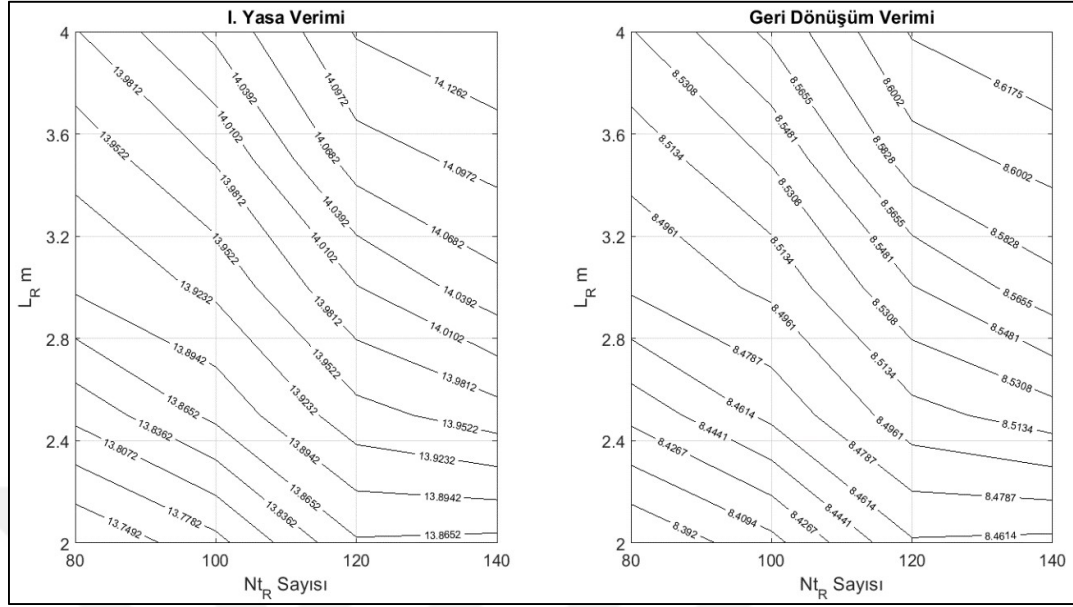
Yukarıda verilen Şekil 4. 34 incelendiği zaman daha önce ilk iki senaryoda belirtildiği gibi kondenser giriş ve çıkış basınçları arasındaki farkın artan debi ile birlikte arttığı belirgin olarak görülmektedir.

4.3.3.3 Değişken L_R & Nt_R Parametrelerinde Ön Isıtmalı RTORC

Aşağıda verilen Şekil 4. 35 ve Şekil 4. 36'de rejeneratör için kullanılan evaporatördeki değişken boru uzunluğu (L_R) ve boru sayısı (Nt_R) ile TORC'un performans parametrelerinin değişimi kontür hatları ile gösterilmiştir. İş akışkanı debisi 2 kg/s ve diğer parametreler yukarıdaki durumlarda gösterildiği gibidir. Aynı parametrelerde Ön Isıtmalı TORC 'da Net Güç; 54.5786 kW , I. Yasa Verimi; $\%13.0447$ ve Geri Dönüşüm Verimi; $\%7.9491$ 'dir. Dikkat edileceği üzere evaporatördeki L_R ve Nt_R 'nin artması ile performans parametrelerinin sürekli artığıdır.



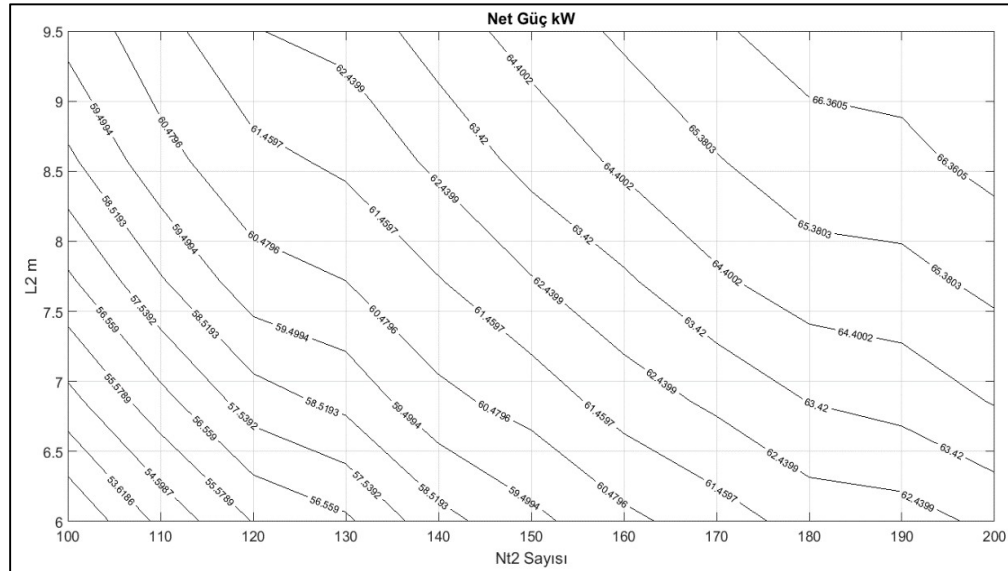
Şekil 4. 35 Net Güç, Ön Isıtmalı RTORC



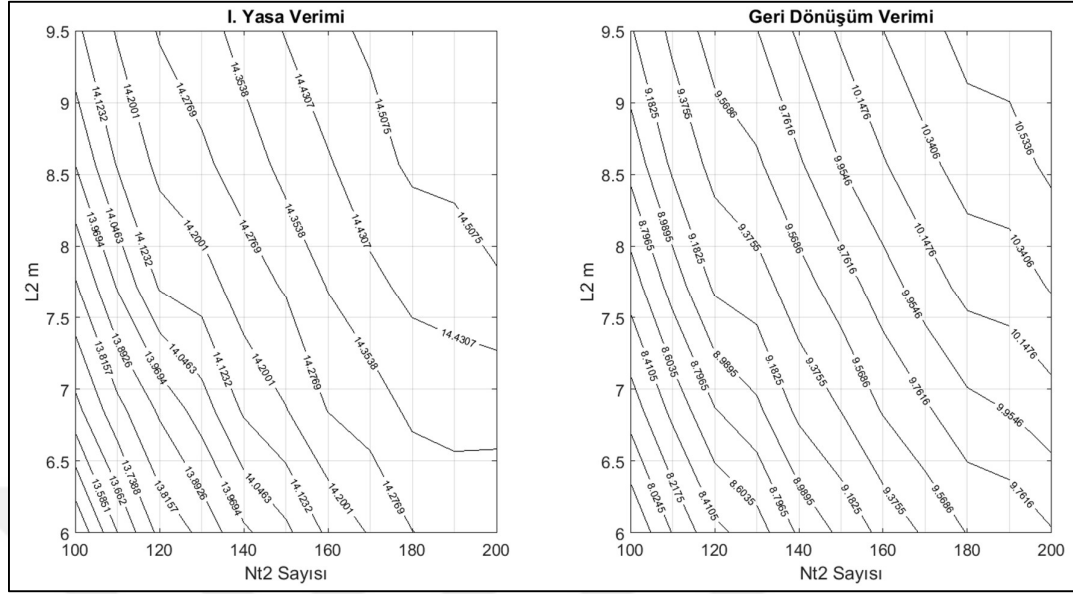
Şekil 4. 36 I. Yasa Verimi ve Geri Dönüşüm Verimi, Ön Isıtmalı RTORC

4.3.3.4 Değişken Nt_2 & L_2 Parametrelerinde Ön Isıtmalı RTORC

Aşağıda verilen Şekil 4. 37 ve Şekil 4. 38’de kızdırma için kullanılan evaporatördeki değişken boru uzunluğu (L_2) ve boru sayısı (Nt_2) ile TORC’un performans parametrelerinin değişimi kontür hatları ile gösterilmiştir. İş akışkanı debisi 2 kg/s ve diğer parametreler yukarıdaki durumlarda gösterildiği gibidir. Aşağıda verilen grafiklerden çıkarılacak sonuçlar daha önce verilen Basit TORC’nun benzer durumunda anlatıldığı gibidir.



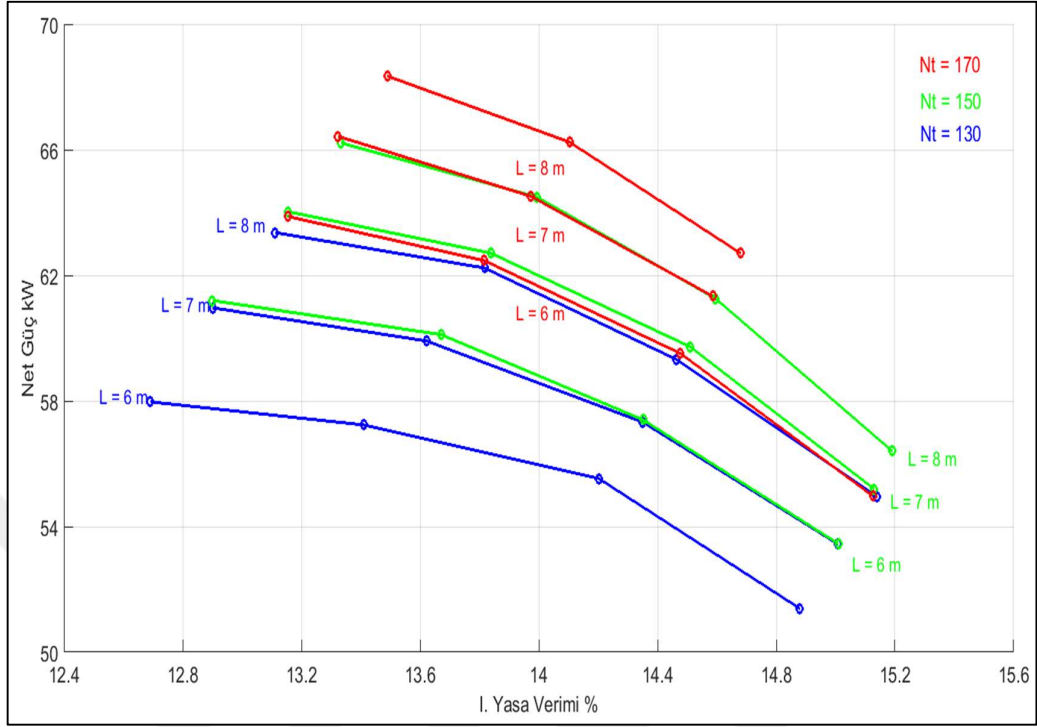
Şekil 4. 37 Net Güç, Ön Isıtmalı RTORC



Şekil 4. 38 I. Yasa Verimi ve Geri Dönüşüm Verimi, Ön Isıtmalı RTORC

4.3.3.5 Değişken Debi- L_2 & Nt_2 Parametrelerinde Ön Isıtmalı RTORC

Aşağıda verilen Şekil 4. 39’de tam yükte, değişken debi ve L_2 & Nt_2 değerlerinde Net Güç– I. Yasa verimi parametreleri eksen olmak üzere sabit L eğrileri verilmektedir. Grafiklerde sabit L eğrileri farklı renklerde verilmiştir. Kırmızı eğrilerin Nt sayısı 170, yeşil eğrilerin Nt sayısı 150 ve mavi olan eğrilerin Nt sayısı 130’dur. Hangi eğrinin kaç metre uzunluğa sahip olduğu ucunda verilen ifadelerden anlaşılabilir. Sabit uzunluk eğrilerindeki 4 tane olan yuvarlak işaretleri sırası ile 2.5 kg/s ve 1.5 kg/s debi aralığındaki debileri göstermektedir. Grafiklerden anlaşılacağı üzere artan debi ve ısı transfer yüzey alanı TORC’nun performansını artırmaktadır.



Şekil 4. 39 Net Güç ve I. Yasa Verimi, Ön Isıtmalı RTORC

Şekil 4. 39 incelendiği zaman kırmızı $L = 7 \text{ m}$ ve $L = 8 \text{ m}$ olan sabit uzunluk eğrilerinin 1.5 kg/s debisindeki verilerinin olmamasının nedeni Matlab ortamında koşturulan Refpropm fonksiyonunda soğutucu akışkan olan R1234yf için tanımlı en fazla sıcaklığının geçildiğindendir. Diğer iki senaryodan farklı olarak eğriler aşağı yönlü olup debi azalıp I. Yasa Verimi artıkça Net güç azalmaktadır.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada örnek bir gemi dizel ana makinesi olan Wärtsilä 4L20 tipi gemi ana makinesinin atık ısı kaynaklarını referans alınarak gemiler için atık ısı geri dönüşüm sisteminin termodinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Analiz edilen atık ısı kaynakları ana makine soğutma suyu ve ana makine egzoz gazıdır. Atık ısı kaynaklarının debi ve sıcaklık özellikleri ana makine üreticisi tarafından sağlanmıştır. Atık ısı kaynaklarını değerlendirmek için doğal olarak ısı değiştiriciler kullanılmalıdır. Bu için Bölüm 3'te önce çift borulu ısı değiştiricileri analizi ardından gövde borulu ve çapraz akışlı ısı değiştiricilerinin analizi gerçekleştirildi. Bölüm 4'te ise Transkritik Organik Rankine Çevrimine dayalı olan üç senaryonun analizleri gerçekleştirildi. Analiz sonuçları ise;

- ε -NTU Yöntemi *LOSF* Yöntemine göre daha hızlı yakınsama sağlar.
- Kritik noktadan uzak tek fazlı akışlarda ısı değiştiricisini ayırklaştırmaya gerek yoktur. İki fazlı ve kritik noktaya yakın tek fazlı akışlarda ısı değiştiricisi ayırklaştırılarak analiz edilmelidir.
- Faz değişiminde basınç kaybı hesaba katılmalıdır.
- Faz değişimlerinde ısı transfer hızı artar.
- Kritik bölge civarında transfer edilen ısı Jackson Bağlantıları ve (3.1) ve (3.2) eşitliği arasında %4.2'ye yakın fark vardır.
- Gövde borulu ısı değiştiricisinde ısı transferi için boru uzunluğu, boru sayısına göre daha etkin parametredir. Çünkü boru sayının artması ile azalan debi taşınım katsayısını azaltır.

- Çapraz akışlı ısı değıştiricisinde ısı transferi için NL sayısı, NT sayısı ve boru uzunluğu parametrelerinden daha etkin bir parametredir. Çünkü NT sayısı ve boru uzunluğu cephe alanını artırarak dış taraftaki taşınım katsayısını azaltır.
- TORC bütün senaryolarda ana makine yükünün artması ile performans parametrelerinde artış gözlemlendi. Bu sonuç ile düşük ana makine yüklerinde atık ısı geri kazanım sisteminin verimli çalışmayacağı tahmin edilebilir.
- Sabit iş akışkanı debisinde sürekli artan ısı transfer yüzey alanıyla TORC performans parametrelerinin iyileşme hızının azaldığı görülmüştür.
- Ön Isıtmalı TORC 'da egzoz gazının yanında soğutma suyunun ön ısıtma için kullanımı sayesinde 2 kg/s debi için %50 ana makine yükü haricinde türbindeki genişlemeyi kızgın bölgeye taşır. Bu da türbindeki damla korozyonunun önüne geçer.
- Egzoz gazı ve soğutma suyu atık ısı kaynaklarının birlikte kullanılması ile en fazla net güç için gerekli olan iş akışkanı debisi, sadece egzoz gazı atık ısı kaynağını kullanan sisteme göre daha fazladır. Diğer bir değışle artan atık ısı potansiyeli ile birlikte en fazla Net Güç'ü veren iş akışkanı debisi de artmaktadır.
- Basit TORC'da artan debi ile birlikte performans parametrelerimim azaldığı görülmektedir.
- Ön Isıtmalı TORC 'da artan debi ile birlikte Net Güç'ün belirli bir değere kadar arttığı sonra azaldığı, I. Yasa Verimi'nin ise sürekli azaldığı görülmektedir.
- Ön Isıtmalı Rejeneratif TORC 'da artan debi ile birlikte Net Güç'ün sürekli arttığı, I. Yasa Verimi'nin ise sürekli azaldığı görülmektedir.
- Basit TORC'da değışken iş akışkanı debisi ve Nt & L parametrelerinde iş akışkanı debisi artıkça Net Güç ve I. Yasa Verim'in sürekli azaldığı, Nt & L parametrelerinin artması ile Net Güç ve I. Yasa Verim'in sürekli arttığı görülmüştür.
- Ön Isıtmalı TORC 'da değışken iş akışkanı debisi ve Nt & L parametrelerinde iş akışkanı debisi artıkça I. Yasa Veriminin azaldığı Net Güç'ün ise belirli değerler haricinde sürekli arttığı, Nt & L parametrelerinin artması ile Net Güç ve I. Yasa Verim'in sürekli arttığı görülmüştür.
- Ön Isıtmalı Rejeneratif TORC 'da değışken iş akışkanı debisi ve Nt & L parametrelerinde iş akışkanı debisi artıkça I. Yasa Veriminin sürekli azaldığı Net

Güç'ün ise sürekli artışı , Nt & L parametrelerinin artması ile Net Güç ve I. Yasa Verim'in sürekli artışı görülmüştür.

- Debi artıkça I. Yasa Verimi ve Geri Dönüşüm Verimi arasındaki fark kısmen azalır ve belli bir debi değerinden sonra fark sabit kalır.
- Türbin çıkış basıncı çoğunlukla kondenserdeki soğutucu akışkanın sıcaklığına bağlıdır. Ayrıca Ön Isıtmalı Rejeneratif TORC'da olduğu gibi bir rejeneratör eklenerek türbindeki genişleme kısmen de olsa artırabilir ve böylece performans parametrelerinde kısmi iyileşme gözlenebilir.

Atık ısı geri kazanımı için oluşturulan model yukarıdaki analiz sonuçları ışığında ekolojik ve ekonomik değerlendirmeler eklenerek gemilerde enerji verimliliği uygulamaları için karar almada daha kapsamlı bir araç olabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Quoilin, S., Broek, M.V.D., Declaye, S., Dewallef, P. ve Lemort, V., (2013). "Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems", *Renew Sustain Energy Rev*; 22: 168–186.
- [2] Tchanche, B.F., Lambrinos, G., Frangoudakis, A. ve Papadakis G.,(2011). "Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles—a review of various applications", *Renew Sustain Energy Rev*; 15: 3963–79.
- [3] LIFE10/ENV/IT/000397. (2013). "EU paper: ORC waste heat recovery in European energy intensive industries (Annex 4.2.II Paper EU)", European Union.
- [4] DiPippo, R.,(2004). "Second Law assessment of binary plants generating power from low temperature geothermal fluids", *Geothermics*; 33: 565–86.
- [5] Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M. ve Fischer, J.,(2007). "Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles", *Energy*; 32: 1210–21.
- [6] Chen, H., Goswami, D.Y. ve Stefanakos, E.K.,(2010). "A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat",*Renew Sustain Energy Rev*; 14: 3059–67.
- [7] Angelino, G. ve Colonna, P.,(1998). "Multi component working fluids for Organic Rankine Cycles (ORCs)", *Energy*; 23: 449–63.
- [8] Schuster, A., Karellas, S., ve Aumann, R.,(2010). "Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles", *Energy*; 35: 1033–9.
- [9] Baik, Y-J., Kim, M., Chang, K.C. ve Kim, S.J.,(2011). "Power-based performance comparison between carbon dioxide and R125 transcritical cycles for a low-grade heat source", *Appl Energy*; 88: 892–8.
- [10] Liu, B.T., Chien, K.H. ve Wang, C.C.(2004). "Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery", *Energy*; 29: 1207–17.
- [11] Desai, N.B. ve Bandyopadhyay. S.,(2009). "Process integration of organic Rankine cycle", *Energy*; 34: 1674–86.

- [12] Hung T.C., Wang, S.K., Kuo C.H., Pei, B.S. ve Tsai, K.F. (2010). "A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources", *Energy*; 35: 1403–1411.
- [13] Karellasa, S., Schusterb, A., ve Leontaritisa, A.-D., (2012). "Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design", *Applied Thermal Engineering*; 33-34: 70–76.
- [14] Song J., Song Y., Gu C.-w., (2015) "Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines", *Energy*; 85: 976–985
- [15] Yang, M.H. ve Yeh, R.H., (2014). "Analyzing the optimization of an organic Rankine cycle system for recovering waste heat from a large marine engine containing a cooling water system", *Energy Convers Manage*; 88: 999–1010.
- [16] Yang, M.H.,(2015). "Thermal and economic analyses of a compact waste heat recovering system for the marine diesel engine using transcritical Rankine cycle", *Energy Conversion and Management*; 106: 1082–1096.
- [17] Lecompte, S., Huisseune, H., Broek, M.v.d., Vanslambrouck, B. ve Paepe, M.,D., (2015). "Review of Organic Rankine Cycle (ORC) Architectures for Waste Heat Recovery", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*; 47: 448–461.
- [18] Kaya, İ., Üst, Y., ve Karakurt, A.S., (2017). "Investigation of Waste Heat Energy In a Marine Engine with Transcritical Organic Rankine Cycle", *Second International Conference On Advances In Science: Icas 2017, İstanbul, Türkiye, 13-15 Eylül 2017*, 192–199.
- [19] Wang ,Y., Shen, S. ve Yuan, D., (2017). "Frictional pressure drop during steam stratified condensation flow in vacuum horizontal tube", *International Journal of Heat and Mass Transfer*; 115: 979–990.
- [20] Braimakis, K., Leontaritis, A.-D., Preißinger, M., Karellas, S., Brüggeman, D., ve Panopoulos, K., (2014). "Thermodynamic Investigation Of Waste Heat Recovery With Subcritical And Supercritical Low-Temperature Organic Rankine Cycle Based On Natural Refrigerants And Their Binary Mixtures", *Proceedings Of Ecos 2014 - The 27th International Conference On Efficiency, Cost, Optimization, Simulation And Environmental Impact Of Energy Systems June 15-19, 2014, Turku, Finland*.
- [21] Yang, M.H., Yeh, R.H. ve Hung, T.C., (2017). "Thermo-economic analysis of the transcritical organic Rankine cycle using R1234yf /R32 mixtures as the working fluids for lower-grade waste heat recovery", *Energy*; 140 (1): 818–836
- [22] Ran, T., Qingsong, A., Lin, S., Huixing, Z. ve Xiaoye, D., (2016). "Performance Analyses Of Supercritical Organic Rankine Cycles (Orcs) With Large Variations Of The Thermo physical Properties In The Pseudocritical Region", *Applied Thermal Engineering*; (In Press)

- [23] Liu, Q., Shen, A. ve Duan, Y., (2015). "Parametric optimization and performance analyses of geothermal organic Rankine cycles using R600a/R601a mixtures as working fluids", Applied Energy; 148: 410–420.
- [24] Amicabile, S., Lee, J. ve Kum, D., (2015). "A comprehensive design methodology of organic Rankine cycles for the waste heat recovery of automotive heavy-duty diesel engines", Applied Thermal Engineering; 87: 574–585.
- [25] Hajabdollahi, Z., Hajabdollahi, F., Tehrani, M., ve Hajabdollahi H.,(2013). "Thermo-economic environmental optimization of Organic Rankine Cycle for diesel waste heat recovery", Energy; 63 (0): 142–51.
- [26] Dai, Y., Wang, J., ve Gao, L., (2009). "Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery", Energy Conversion and Management.; 50 (3): 576–82.
- [27] Baik, Y.J., Kim, M., Changa, K.C., Kim, S.J., (2011). "Power-based performance comparison between carbon dioxide and R125 transcritical cycles for a low-grade heat source", Applied Energy; 88: 892–8.
- [28] Referans Alınan Gemi Dizel Ana Makinenin Üreticisi, <https://www.wartsila.com/>, 26 Ekim 2017.
- [29] Çengel, Y.Ç., (2011). Isı ve Kütle Transferi, 3. Baskı, Güven Bilimsel, İzmir.
- [30] Matlab programını geliştiren Mathworks'un Resmi İnternet Sitesi <https://www.mathworks.com/products/matlab.html>, 26 Ekim 2017.
- [31] Refprop'u geliştiren NIST resmi internet sitesi <https://www.nist.gov/>, 26 Ekim 2017.
- [32] Bergman, T.L., Adrienne, S.L., Frank, P.I. ve Dewitt D.P., (2015), Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, 7. Baskı, Palme Yayıncılık, Ankara.
- [33] Kakaç, S., Liu, H., ve Pramujaroenkij, A., (2012). Heat Exchangers Selection, Rating, And Thermal Desing, Taylor & Francis Group, London.
- [34] Çengel, Y.Ç., ve Cimbala, J.M., (2008), Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları, 1. Baskı ,Güven Bilimsel, İzmir.
- [35] Dukler, A.E., Wicks, M., ve Cleveland R. C., (1964). "Frictional pressure drop in two-phase flow: a comparison of existing correlations for pressure loss and holdup", Aiche J. 10 (1): 38–43.
- [36] Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities U.S. Industry, https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/intensiveprocesses/pdfs/waste_heat_recovery.pdf, 26 Ekim 2017.
- [37] Man Diesel & Turbo, Waste Heat Recovery System for Reduction of Fuel Consumption, Emission and EEDI,

[http://www.turbomachinery.man.eu/docs/librariesprovider4/Turbomachinery_doc/waste-heat-recovery-system-\(whrs\).pdf?sfvrsn=8](http://www.turbomachinery.man.eu/docs/librariesprovider4/Turbomachinery_doc/waste-heat-recovery-system-(whrs).pdf?sfvrsn=8), 26 Ekim 2017.

[38] Ryszard, M., (2009). "The Energetic and Exergetic Evaluation of The Exhaust Gases On The Example Of The Selected Marine Diesel Engines", Journal Of Polish Cimac.

[39] Kalina Çevrimini Açıklayan İnternet Sayfası
<http://www.learnengineering.org/2013/01/kalina-cycle-power-plant.html>, 28 Ekim 2017.

[40] Çengel, Y., A., ve Boles, M., A., (2015). Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla, 7. Baskı, Palme Yayıncılık, Ankara.

[41] Soğutucu Akışkanların Özelliklerini Veren İnternet Sitesi,
https://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:9SZngUUwFSIJ:https://en.wikipedia.org/wiki/List_of_refrigerants+&cd=1&hl=tr&ct=clnk&gl=tr, 29 Ekim 2017.

MATLAB KODLARI

```

function [ Pis, his, Tl, P4, gama, eta_I, eta_II, Wnet,
Wp, Wt, Pos, hos, Tos, Picd, h1cd, T1cd ] = NewTORC1( mi,
m_ds, Tc, PR, Nt, L, B, NL, NT, Pegz, Tegz, megz, P1, h1,
P2 )
s1=refpropm('S','P',P1,'H',h1,'R1234yf '); s2i=s1;
h2i=refpropm('H','P',P2,'S',s2i,'R1234yf ');
wp=(h2i-h1)/0.85; h2=h1+wp;
[ P23, h23, ~, Pos, hos, Tos, ~ ] = eNShellTubes( P2, h2,
mi, 'R1234yf ', Pegz,
refpropm('H','T',Tegz+273.15,'P',Pegz,'Air.mix'), megz,
'Air.mix', 90, 20e-3, 25e-3, 0.0015e-3, 0.0001, 0.01761,
PR, L, B, Nt, 'Squ', 100, 1e-6);
h23=[sort(h23(1,2:end),'ascend'),h23(2,:)]; h3=h23(end);
P23=[sort(P23(1,2:end),'descend'),P23(2,:)];
Qmax=min([mi*refpropm('C','P',mean(P23),'H',mean(h23),'R1
234yf '),
megz*refpropm('C','P',mean(Pos),'H',mean(hos),'Air.mix')]
)*(Tegz-refpropm('T','P',P2,'H',h2,'R1234yf')+273.15);
s3=refpropm('S','P',P23(end),'H',h23(end),'R1234yf ');
s4i=s3; P4=0; h4=0;
Qs=ones(1,4); h4s=zeros(1,4);
P4s=linspace(refpropm('P','T',Tc+273.15,'Q',0,'R1234yf
')+500,refpropm('P','T',Tc+273.15,'Q',0,'R1234yf
')+20,4); %
    for j=1:12
        for i=1:4
h4s(i)=h3-(h3-refpropm('H','P',P4s(i),'S',s4i,'R1234yf
'))*0.85;
[ Picd, h1cd, T1cd, P41, h41, ~, ] = CrossFlow( 120,
refpropm('H','T',Tc+273.15,'P',120,'water'),
120*ones(1,NL),
refpropm('H','T',Tc+273.15,'P',120,'water')*ones(1,NL),
m_ds, 25e-3, 0.0002, 'water', 0.0015e-3, P4s(i), h4s(i),

```

```

mi, 30e-3, 0.0001, 1.2, 35e-3, 35e-3, NT, NL, 'A',
'R1234yf ');

Qs(i)=refpropm('Q','P',P41(end),'h',h41(end),'R1234yf ');
    if Qs(i)<=0 && Qs(i)>=-1e-3
        P4=P4s(i);
        h4=h4s(i);
        break
    elseif j==12 && i==4
        [~,b]=min(Qs);
        P4=P4s(b);
        h4=h4s(b);
    end
end
if P4~=0
    break
end
x=CloseZero(Qs);
P4s=linspace(P4s(x(2,2)),P4s(x(2,1)),4);
end
Pis=[P1, P2, P23, P4, P41];
his=[h1, h2, h23, h4, h41];
T1=refpropm('T','P',Pis(end),'H',his(end),'R1234yf ')-
273.15;
Wt=mi*(h23(end)-h4);
Wp=mi*wp+m_ds/refpropm('D','P',(Picd(1)+Picd(end))/2,'H',
(hicd(1)+hicd(end))/2,'water')*(Picd(1)-Picd(end));
Wnet=Wt-Wp;
Qin=mi*(h23(end)-h2);
eta_I=Wnet/Qin*100;
gama=Wnet/Qmax*100;
end

```

```

function [ Pis, his, P1, T1, P4, eta_I, eta_II, gama,
Wnet, Wp, Wt, Pos, hos, Tos, Picd, hicd, T1cd, i ] =
NewTORC1s( mi, m_ds, Tc, PR, Nt, L, B, NL, NT, Pegz,
Tegz, megz, P2 ,N ,er )
T1s=zeros(1,N); T1s(1)=10;
P1s=zeros(1,N);
P1s(1)=refpropm('P','T',T1s(1)+273.15,'Q',0,'R1234yf ');
h1s=zeros(1,N);
h1s(1)=refpropm('H','T',T1s(1)+273.15,'Q',0,'R1234yf ');
for i=1:N
    [ Pis, his, T1, P4, gama, eta_I, eta_II, Wnet, Wp,
Wt, Pos, hos, Tos, Picd, hicd, T1cd ] = NewTORC1( mi,
m_ds, Tc, PR, Nt, L, B, NL, NT, Pegz, Tegz, megz, P1s(i),
h1s(i), P2 );
end

```

```

        T1s(i+1)=T1; P1s(i+1)=Pis(end);
h1s(i+1)=his(end); P1=Pis(end);
        if abs(T1s(i+1)-T1s(i))/T1s(i)<=er
            break
        end
    end
end
end

```

```

function [ Pis, his, T1, P1, h1, P2, h2, P3, h3, P4, h4,
P5, h5, gama, eta_I, eta_II, Wnet, Wp, Wt, Pos, hos, Tos,
Pcw2, hcw2, Tcw2, Picd, h1cd, T1cd ] = NewTORC3
    ( mi, m_ds, Tc, PR1, L1, B1, Nt1, PR2, Nt2, L2, B2, NL,
NT, Pegz, Tegz, megz, Pcw, Tcw, mcw, P1, h1, P2 )
s1=refpropm('S','P',P1,'H',h1,'R1234yf '); s2i=s1;
h2i=refpropm('H','P',P2,'S',s2i,'R1234yf ');
wp=(h2i-h1)/0.85; h2=h1+wp;
hcw=refpropm('H','T',Tcw+273.15,'P',Pcw,'water');
[ P3, h3, T3, Pcw2, hcw2, Tcw2, ~, ~ ] = eNShellTubes1(
P2, h2, mi, 'R1234yf ', Pcw, hcw, mcw, 'water', 90, 20e-
3, 25e-3, 0.0015e-3, 0.0001, 0.0002, PR1, L1, B1, Nt1,
'Squ', 30, 1e-6 );
Qmax1=min([mi*refpropm('C','P',(P2+P3)/2,'H',(h2+h3)/2,'R
1234yf '),
mcw*refpropm('C','P',(Pcw+Pcw2)/2,'h',(hcw+hcw2)/2,'water
')])*abs(Tcw-refpropm('T','P',P2,'H',h2,'R1234yf
')+273.15);
[ P34, h34, ~, Pos, hos, Tos, ~ ] = eNShellTubes...
    ( P3, h3, mi, 'R1234yf ', Pegz,
refpropm('H','T',Tegz+273.15,'P',Pegz,'Air.mix'), megz,
'Air.mix', 90, 20e-3, 25e-3, 0.0015e-3, 0.0001, 0.01761,
PR2, L2, B2, Nt2, 'Squ', 40, 1e-3);
h34=[sort(h34(1,2:end),'ascend'),h34(2,:)]; h4=h34(end);
P34=[sort(P34(1,2:end),'descend'),P34(2,:)]; P4=P34(end);
Qmax2=min([mi*refpropm('C','P',mean(P34),'H',mean(h34),'R
1234yf '),
megz*refpropm('C','P',mean(Pos),'H',mean(hos),'Air.mix')]
)*abs(Tegz-T3);
s4=refpropm('S','P',P34(end),'H',h34(end),'R1234yf ');
s5i=s4; P5=zeros(1); h5=zeros(1);
Qs=ones(1,4); h5s=zeros(1,4);
P5s=linspace(refpropm('P','T',Tc+273.15,'Q',0,'R1234yf
')+400,refpropm('P','T',Tc+273.15,'Q',0,'R1234yf
')+20,4); %Türbin çıkış basıncı
    for j=1:12
        for i=1:4
            h5s(i)=h4-(h4-
refpropm('H','P',P5s(i),'S',s5i,'R1234yf '))*0.85;

```

```

        [ Picd, h1cd, T1cd, P51, h51, ~ ] = CrossFlow(
120, refpropm('H','T',Tc+273.15,'P',120,'water'),
120*ones(1,NL),
refpropm('H','T',Tc+273.15,'P',120,'water')*ones(1,NL),
m_ds, 25e-3, 0.0002, 'water', 0.0015e-3, P5s(i), h5s(i),
mi, 30e-3, 0.0001, 1.2, 35e-3, 35e-3, NT, NL, 'A',
'R1234yf ');

Qs(i)=refpropm('Q','P',P51(end),'h',h51(end),'R1234yf ');
    if Qs(i)<=0 && Qs(i)>=-1e-3
        P5=P5s(i);
        h5=h5s(i);
        break
    elseif j==12 && i==4
        [~,b]=min(Qs);
        P5=P5s(b);
        h5=h5s(b);
    end
end
if P5~=0
    break
end
x=CloseZero(Qs);
P5s=linspace(P5s(x(2,2)),P5s(x(2,1)),4);
end
Pis=[P1, P2, P3, P34, P5, P51];
his=[h1, h2, h3, h34, h5, h51];
P1=P51(end); h1=h51(end);
T1=refpropm('T','P',Pis(end),'H',his(end),'R1234yf ')-
273.15;
Wt=mi*(h4-h5);
Wp=mi*wp+m_ds/refpropm('D','P',mean(Picd),'H',mean(h1cd),
'water')*abs(120-
mean(Picd))*1000+mcw/(refpropm('D','P',(Pcw2+Pcw)/2,'H',(
h1cd+h1c)/2,'water'))*abs(Pcw-Pcw2)*1000;
Wnet=Wt-Wp;
Qin=mi*(h4-h2);
eta_I=Wnet/Qin*100;
gama=Wnet/(Qmax1+Qmax2)*100;
end

```

```

function [ Pis, his, T1, P1, h1, P2, h2, P3, h3, P4, h4,
P5, h5, gama, eta_I, eta_II, Wnet, Wp, Wt, Pos, hos, Tos,
Pcw2, h1c2, T1c2, Picd, h1cd, T1cd, i ] = NewTORC3s( mi,
m_ds, Tc, PR1, L1, B1, Nt1, PR2, Nt2, L2, B2, NL, NT,
Pegz, Tegz, megz, Pcw, Tcw, mcw, P2, N, er )
T1s=zeros(1,N); T1s(1)=10;

```

```

P1s=zeros(1,N);
P1s(1)=refpropm('P','T',T1s(1)+273.15,'Q',0,'R1234yf ');
h1s=zeros(1,N);
h1s(1)=refpropm('H','T',T1s(1)+273.15,'Q',0,'R1234yf ');
for i=1:N
    [ Pis, his, T1, ~, ~, P2, h2, P3, h3, P4, h4, P5,
    h5, gama, eta_I, eta_II, Wnet, Wp, Wt, Pos, hos, Tos,
    Pcw2, hcw2, Tcw2, Picd, hcd, Tcd ] = NewTORC3...
        ( mi, m_ds, Tc, PR1, L1, B1, Nt1, PR2, Nt2, L2,
    B2, NL, NT, Pegz, Tegz, megz, Pcw, Tcw, mcw, P1s(i),
    h1s(i), P2);
    T1s(i+1)=T1; P1s(i+1)=Pis(end);
h1s(i+1)=his(end); P1=Pis(end); h1=his(end);
    if abs(T1s(i+1)-T1s(i))/T1s(i)<=er
        break
    end
end
end

```

```

function [ Pis, his, P1, h1, P2, h2, P3, h3, P4, h4, P5,
h5, P6, h6, P7, h7, gama, eta_I, eta_II, Wnet, Wp, Wt,
Pcw2, Tcw2, hcw2, Pos, hos, Tos, Picd, hcd, Tcd ] =
NewTORC4...
    ( mi, m_ds, Tc, Nt_R, L_R, Nt1, L1,
Nt2, L2, NL, NT, Pegz, Tegz, megz, Pcw, Tcw, mcw, P2,
P1_i, h1_i, P6_i, h6_i )
s1=refpropm('S','P',P1_i,'H',h1_i,'R1234yf '); %s2i=s1;
h2i=refpropm('H','P',P2,'S',s1,'R1234yf ');
wp=(h2i-h1_i)/0.85;
h2=h1_i+wp;
hcw=refpropm('H','T',Tcw+273.15,'P',Pcw,'water');
[ P3, h3, ~, ~, ~, ~, ~, ~ ] = eNShellTubels...
    ( P2, h2, mi, 'R1234yf ', P6_i, h6_i, mi, 'R1234yf ',
90, 20e-3, 25e-3, 0.0015e-3, 0.0001, 0.0001, 1.5, L_R,
L_R/10, Nt_R, 'Squ', 30, 1e-6 );
[ P4, h4, ~, Pcw2, Tcw2, hcw2, ~, ~ ] = eNShellTubels...
    ( P3, h3, mi, 'R1234yf ', Pcw, hcw, mcw, 'water', 90,
20e-3, 25e-3, 0.0015e-3, 0.0001, 0.0001, 1.25, L1, L1/20,
Nt1, 'Squ', 30, 1e-6 );
[ P45, h45, ~, Pos, hos, Tos, ~ ] = eNShellTubes...
    ( P4, h4, mi, 'R1234yf ', Pegz,
refpropm('H','T',Tegz+273.15,'P',Pegz,'Air.mix'), megz,
'Air.mix', 90, 20e-3, 25e-3, 0.0015e-3, 0.0001, 0.01761,
1.5, L2, L2/10, Nt2, 'Squ', 100, 1e-3 );
h45=[sort(h45(1,2:end),'ascend'),h45(2,:)]; h5=h45(end);
P45=[sort(P45(1,2:end),'descend'),P45(2,:)]; P5=P45(end);
Qmax1=min([mi*refpropm('C','P',(P3+P4)/2,'H',(h3+h4)/2,'R
1234yf '),

```

```

mcw*refpropm('C','P',(Pcw+Pcw2)/2,'H',(hcw+hcw2)/2,'Water
')])*(Tcw-refpropm('T','P',P3,'H',h3,'R1234yf')+273.15);
Qmax2=min([mi*refpropm('C','P',mean(P45),'H',mean(h45),'R
1234yf'),
megz*refpropm('C','P',mean(Pos),'H',mean(hos),'Air.mix')]
)*(Tegz-refpropm('T','P',P4,'H',h4,'R1234yf')+273.15);
s5=refpropm('S','P',P45(end),'H',h45(end),'R1234yf');
hcl=refpropm('H','T',Tc+273.15,'P',120,'water');
Pc2s=120*ones(1,NL); hc2s=hcl*ones(1,NL);
Qs=ones(1,4); h6s=zeros(1,4);
P6s=linspace(refpropm('P','T',Tc+273.15,'Q',0,'R1234yf
')+400,refpropm('P','T',Tc+273.15,'Q',0,'R1234yf
')+20,4);%
P6=0; h6=0;
    for j=1:12
        for i=1:4
            h6s(i)=h5-(h5-
refpropm('H','P',P6s(i),'S',s5,'R1234yf'))*0.85;
[~,~,~,P7,h7,~,~,~]=eNShellTubels...
(P2,h2,mi,'R1234yf',P6s(i),h6s(i),mi,'R1234yf',
90,20e-3,25e-3,0.0015e-3,0.0001,0.0001,1.5,L_R,
L_R/10,Nt_R,'Squ',30,1e-6);
[Picd,hicd,Ticd,P71,h71,~]=CrossFlow...
(120,hcl,Pc2s,hc2s,m_ds,25e-3,0.0002,'water',0.0015e-
3,P7,h7,mi,30e-3,0.0001,1.2,35e-3,35e-
3,NT,NL,'A','R1234yf');
Qs(i)=refpropm('Q','P',P71(end),'h',h71(end),'R1234yf');
            if Qs(i)<=0 && Qs(i)>=-1e-3
                P6=P6s(i);
                h6=h6s(i);
                break
            elseif j==12 && i==4
                [~,b]=min(Qs);
                P6=P6s(b);
                h6=h6s(b);
            end
        end
    end
    if P6~=0
        break
    end
    x=CloseZero(Qs);
    P6s=linspace(P6s(x(2,2)),P6s(x(2,1)),4);
end
Pis=[P1_i,P2,P3,P4,P45,P6,P7,P71];
his=[h1_i,h2,h3,h4,h45,h6,h7,h71];
P1=Pis(end);
h1=his(end);
Wt=mi*(h45(end)-h6);
Wp=mi*wp+m_ds/refpropm('D','P',mean(Picd),'H',mean(hicd),
'water')*abs(120-

```

```

mean(Picd))*1000+mcw/(refpropm('D','P',(Pcw2+Pcw)/2,'H',(
hcw2+hcw)/2,'water'))*abs(Pcw-Pcw2)*1000;
Wnet=Wt-Wp;
Qin=mi*(h45(end)-h3);
eta_I=Wnet/Qin*100;
gama=Wnet/(Qmax1+Qmax2)*100;
end

```

```

function [ Pis, his, P1, h1, P2, h2, P3, h3, P4, h4, P5,
h5, P6, h6, P7, h7, gama, eta_I, eta_II, Wnet, Wp, Wt,
Pcw2, Tcw2, mcw2, Pos, hos, Tos, Picd, hcd, Tcd ] =
NewTORC4s...
    ( mi, m_ds, Tc, Nt_R, L_R, Nt1, L1,
Nt2, L2, NL, NT, Pegz, Tegz, megz, Pcw, Tcw, mcw, P2, N,
er )
P1=refpropm('P','T',10+273.15,'Q',0,'R1234yf ');
h1=refpropm('H','T',10+273.15,'Q',0,'R1234yf ');
[ ~, ~, ~, ~, ~, ~, ~, ~, ~, ~, ~, ~, P5, h5, ~, ~, ~, Wnet,
~, ~, ~, ~, ~, ~, ~, ~, ~, ~, ~, ~ ] = NewTORC3...
    ( mi,
m_ds, Tc, 1.25, L1, L1/20, Nt1, 1.5, Nt2, L2, L2/10, NL,
NT, Pegz, Tegz, megz, Pcw, Tcw, mcw, P1, h1, P2 );
P1s=zeros(1,N); P1s(1)=P1;
h1s=zeros(1,N); h1s(1)=h1;
P6s=zeros(1,N); P6s(1)=P5;
h6s=zeros(1,N); h6s(1)=h5;
for i=1:N
[ Pis, his, P1s(1,i+1), h1s(1,i+1), P2, h2, P3, h3, P4,
h4, P5, h5, P6s(1,i+1), h6s(1,i+1), P7, h7, gama, eta_I,
eta_II, Wnet, Wp, Wt, Pcw2, Tcw2, mcw2, Pos, hos, Tos,
Picd, hcd, Tcd ] = NewTORC4...
    (mi, m_ds, Tc, Nt_R, L_R, Nt1, L1, Nt2, L2,
NL, NT, Pegz, Tegz, megz, Pcw, Tcw, mcw, P2, P1s(1,i),
h1s(1,i), P6s(1,i), h6s(1,i));
if i~=1 && abs(P1s(1,i+1)-P1s(1,i))/P1s(1,i)<=er &&
abs(h1s(1,i+1)-h1s(1,i))/h1s(1,i)<=er && abs(h6s(1,i+1)-
h6s(1,i))/h6s(1,i)<=er && abs(P6s(1,i+1)-
P6s(1,i))/P6s(1,i)<=er
    break
end
end
P1=P1s(1,i+1);
h1=h1s(1,i+1);
P6=P6s(1,i+1);
h6=h6s(1,i+1);
end

```

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : İbrahim KAYA
Doğum Tarihi ve Yeri : 22.10.1991, İstanbul
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : ieneskaya@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2014
Lise	Fen Bilimleri	Kadriyörüköğlü Lisesi	2009

YAYINLARI

Bildiri

1. Kaya İ., Üst Y., Karakurt A.S. , "INVESTIGATION OF WASTE HEAT ENERGY IN A MARINE ENGINE WITH TRANSCRITICAL ORGANIC RANKINE CYCLE", SECOND INTERNATIONAL CONFERENCE ON ADVANCES IN SCIENCE: ICAS 2017, İSTANBUL, TÜRKİYE, 13-15 Eylül 2017, pp.192-199

