

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİLİĞİ ANABİLİM DALI

**YAPAY ZEKA YAKLAŞIMLARI İLE GEMİ ANA MAKİNESİNİN BELİRLENMESİ VE OPTİMUM
ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMLİ ATIK ISI GERİ KAZANIM SİSTEMİNİN KURULMASI**

DOKTORA TEZİ

Samet GÜRGEN

**HAZİRAN 2021
TRABZON**



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**YAPAY ZEKA YAKLAŞIMLARI İLE GEMİ ANA MAKİNESİNİN BELİRLENMESİ VE
OPTİMUM ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMLİ ATIK ISI GERİ KAZANIM SİSTEMİNİN
KURULMASI**

Samet GÜRGEN

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde
"DOKTOR (GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ)"
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 23 / 05 / 2021

Tezin Savunma Tarihi : 14 / 06 / 2021

Tez Danışmanı : Dr. Öğr. Üyesi İsmail ALTIN

Trabzon 2021

ÖNSÖZ

Tipik bir gemi dizel makinesinde, yakıt enerjisinin yaklaşık %45'i faydalı güce dönüştürülürken, kalan enerji atık ısı olarak atılmaktadır. Bu sebeple bir gemi dizel makinesinde atık ısı geri kazanım potansiyelinin kayda değer olduğu açıktır. Genel olarak gemilerde atık ısı geri kazanımı, Rankine çevrimi, organik Rankine çevrimi (ORC), Kalina Çevrimi, güç türbini gibi sistemler kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Her bir sistemin kendi avantaj ve dezavantajları olmakla beraber ORC sistemi, yüksek verimliliği, sistem sadeliği ve güvenilirliği nedeniyle gemilerde kullanımı umut verici bir enerji dönüşüm teknolojisi olarak değerlendirilmektedir. Sunulan tez çalışmasında inşa edilecek bir gemi için en uygun ORC tabanlı atık ısı geri kazanım sisteminin kurulması amaçlanmıştır. Dolayısıyla ilgili geminin ana makine bilgisine ihtiyaç duyulmaktadır. Tez çalışmasının birinci bölümde konteyner, tanker ve dökme yük gemileri için gemi ana makinesinin belirlenmesinde yapay sinir ağları (YSA) kullanılmıştır. Daha sonra ana makine seçiminde etkili olan kriterler tespit edilmiş ve bulanık tabanlı AHP metodu ile değerlendirilmesi yapılmıştır. Son olarak atık ısı geri kazanım sistemi uygulaması için örnek bir konteyner gemisi belirlenip çok amaçlı gri kurt algoritması kullanılarak optimum ORC tabanlı atık ısı kazanım sistemi önerilmiştir.

Tez çalışması boyunca bilgi ve tecrübeleri ile bana yol gösteren danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi İsmail ALTIN'a teşekkür ve saygılarımı sunarım. Ayrıca çalışmam boyunca yapmış oldukları yardım ve katkılardan dolayı Prof. Dr. Hamdi Tolga KAHRAMAN ve Doç. Dr. Betül SARAÇ'a teşekkür ederim. Aynı zamanda bölümümün değerli hocaları ve araştırma görevlisi arkadaşlarıma da teşekkürlerimi sunarım. Son olarak doktora tez çalışmamı, "2211-Yurtiçi Doktora Burs Programı" ile destekleyen TÜBİTAK'a teşekkürlerimi sunarım.

Tüm eğitim-öğretim hayatım boyunca maddi ve manevi desteğini esirgemeyerek beni bugünlere getiren aileme, tez çalışmam sürecinde her daim bana destek veren sevgili eşim Ayşenur GÜRGEN'e ve canım oğlum Göktuğ Uraz GÜRGEN'e sonsuz şükran ve teşekkürlerimi sunarım.

Samet GÜRGEN

Trabzon, 2021

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Doktora Tezi olarak sunduğum “Yapay Zeka Yaklaşımları ile Gemi Ana Makinesinin Belirlenmesi ve Optimum Organik Rankine Çevrimli Atık Isı Geri Kazanım Sisteminin Kurulması” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Dr. Öğr. Üyesi İsmail ALTIN’ın sorumluluğunda tamamladığımı, verileri/örnekleri kendim topladığımı, deneyleri/analizleri ilgili laboratuvarlarda yaptığımı/yaptırdığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 14/06/2021

Samet GÜRGEN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa No
ÖNSÖZ.....	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VIII
SUMMARY.....	IX
ŞEKİLLER DİZİNİ	X
TABLolar DİZİNİ.....	XIV
SEMBOLLER DİZİNİ	XVI
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. Giriş	1
1.2. Dünya Gemi ve Ana Makine Filosu	4
1.3. Gemi Yakıtları ve Egzoz Gazları.....	6
1.4. Gemilerin Çalışma Profilleri	9
1.5. Gemi Ana Makinesinin Belirlenmesi	12
1.6. Gemilerde Atık Isı Geri Kazanım Sistemleri	17
1.7. Atık Isı Geri Kazanım Sistemlerinin Karşılaştırılması.....	23
1.8. ORC’de İş Akışkanını Seçimi	28
1.8.1. İş Akışkanlarının Çevresel Etkisi	31
1.8.2. İş Akışkanlarında Tehlike Seviyesi	34
1.9. Tez Kapsamında Kullanılan Yöntemler	35
1.9.1. Yapay Sinir Ağları.....	35
1.9.1.1. Yapay Sinir Ağlarının Temelleri	35
1.9.1.2. Çok Katmanlı Yapay Sinir Ağları	37
1.9.1.3. YSA’da Öğrenme Prosedürü	39
1.9.2. Çok Kriterli Karar Verme.....	43
1.9.2.1. Bulanık Mantık.....	44
1.9.2.2. Bulanık AHP.....	46
1.9.3. Meta Sezgisel Optimizasyon	50
1.9.3.1. Gri Kurt Algoritması	57
1.9.3.2. GKA’nın Matematiksel Modeli.....	58
1.9.3.3. Çok Amaçlı GKA	60

1.10.	Literatür Araştırması.....	61
1.10.1.	Gemi Ana Makinesinin Belirlenmesi ile İlgili Çalışmalar	61
1.10.2.	Gemilerde ORC Uygulamaları ile İlgili Çalışmalar	64
1.11.	Tez Çalışmasının Amacı ve Kapsamı.....	74
1.11.1.	Amaç.....	74
1.11.2.	Kapsam	74
2.	YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	77
2.1.	Gemi Ana Makine Gücünün Hesaplanması	77
2.1.1.	Benzer Gemilerden Yararlanarak Güç Hesaplama.....	77
2.1.2.	Ampirik Formüller ile Güç Hesaplama	78
2.1.3.	Teknik Diyagramlar Kullanılarak Güç Hesaplama	79
2.1.4.	Direnç ve Model Deneylerinden Çıkarılan Yöntemler ile Güç Hesaplama	81
2.1.5.	Mevcut Gemiler Kullanılarak Geliştirilen Tahmin Modellerini Kullanmak	82
2.1.6.	YSA ile Gemi Ana Makine Gücünün Belirlenmesi	84
2.2.	Gemi Ana Makine Seçimi	95
2.2.1.	Gemi Ana Makine Seçimini Etkileyen Kriterler	95
2.2.1.1.	Teknik Özelliklerle İlgili Kriterler	95
2.2.1.2.	Ekonomik Özelliklerle İlgili Kriterler	96
2.2.1.3.	Marka İmajı	97
2.2.2.	Gemi Ana Makine Seçimini Etkileyen Kriterlerin Değerlendirilmesi	98
2.3.	ORC Sisteminin Termodinamik Modellemesi	101
2.3.1.	Temel ORC Sistemi.....	101
2.3.2.	Rekuperatörlü ORC	106
2.4.	Isı Değiştiricisi Tasarımı	108
2.4.1.	Gövde Borulu Isı Değiştiricileri	108
2.4.2.	Gövde Borulu Isı Değiştiricisi Termal Tasarımı	113
2.4.2.1.	Evaporatör Tasarımı	118
2.4.2.1.1.	Boru Tarafı	119
2.4.2.1.2.	Gövde Tarafı.....	122
2.4.2.2.	Kondenser Tasarımı.....	122
2.4.2.2.1.	Boru Tarafı	123
2.4.2.2.2.	Gövde Tarafı.....	123
2.4.2.3.	Rekuperatör Tasarımı	125

2.4.3.	Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinde Basınç Düşüşü.....	125
2.5.	ORC Ekonomik Analizi.....	129
2.6.	Ekserji Analizi	132
2.7.	ORC Sisteminin Tasarım Dışı Çalışması	134
2.7.1.	Türbin Tasarım Dışı Modeli	135
2.7.2.	Pompa Tasarım Dışı Modeli.....	136
2.7.3.	Isı Değiştiricisi Tasarım Dışı Modeli	137
2.7.4.	Elektrik Jeneratörü Tasarım Dışı Modeli	137
2.7.5.	ORC Tasarım Dışı Hesaplama Prosedürü	138
2.8.	Uygulama.....	141
3.	BULGULAR VE TARTIŞMA.....	152
3.1.	Gemi Ana Makine Gücünün YSA ile tahmini.....	152
3.2.	Gemi Ana Makine Seçiminde Etkili Kriterlerin Bulanık AHP ile Değerlendirilmesi	163
3.3.	Konteyner Gemisi için ORC Tabanlı Atık Isı Geri Kazanım Sisteminin Kurulması	171
3.3.1.	Temel ORC Sistemi ile Atık Isı Geri Kazanımı	175
3.3.2.	RORC Sistemi ile Atık Isı Geri Kazanımı.....	187
3.3.3.	Temel ORC ve RORC ile Atık Isı Geri Kazanımı Sistemlerinin Karşılaştırılması	199
3.3.4.	Algoritma Performansı	201
4.	SONUÇLAR.....	203
5.	ÖNERİLER	209
6.	KAYNAKLAR.....	210
ÖZGEÇMİŞ		

Doktora Tezi

ÖZET

YAPAY ZEKA YAKLAŞIMLARI İLE GEMİ ANA MAKİNESİNİN BELİRLENMESİ VE
OPTİMUM ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMLİ ATIK ISI GERİ KAZANIM SİSTEMİNİN
KURULMASI

Samet GÜRGEN

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Dr. Öğr. Üyesi İsmail ALTIN
2021, 222 Sayfa

Sunulan tez çalışmasında yapay zeka yaklaşımları kullanılarak gemi ana makinesinin belirlenmesi ve optimum ORC tabanlı atık ısı geri kazanım sisteminin kurulması konusu incelenmiştir. İlk olarak yapay sinir ağları (YSA) kullanılarak konteyner, tanker ve dökme yük gemileri için ana makine gücünü tahmin eden modeller geliştirilmiştir. Daha sonra gemi ana makine seçiminde etkili kriterlerin, bulanık AHP metoduyla değerlendirilmesi gerçekleştirilmiştir. Son olarak bir konteyner gemisi için optimum ORC tabanlı atık ısı geri kazanım sistemi araştırılmıştır. Optimum atık ısı geri kazanım sistemi için çok amaçlı gri kurt algoritması kullanılarak optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler neticesinde gemilerde ana makine gücünü tahmin etmek için geliştirilen YSA modellerinin oldukça üstün performans sergilediği görülmüştür. Bulanık AHP ile yapılan ana makine seçiminde etkili kriterlerin değerlendirilmesi sonucunda en önemli üç kriter, yakıt tüketimi, ana makinenin kolay işletilebilmesi ve bakım maliyeti olarak belirlenmiştir. Son bölümde konteyner gemisi için yapılan ORC uygulamasında farklı iş akışkanları ve farklı ORC yapıları kullanılarak gerçekleştirilen optimizasyon çalışmaları neticesinde pareto çözümler elde edilmiştir. Elde edilen pareto çözümler kullanılarak termodinamik, ekonomik, iş akışkanının çevresel etkisi ve tehlike seviyesi kriterleri dikkate alınarak geliştirilen özgün kapsamlı değerlendirme stratejisi ile nihai iş akışkanı tespit edilmiştir. Yapılan analiz sonucunda hem temel ORC hem de reküperatörlü ORC (RORC) için en uygun iş akışkanının R245fa olduğu tespit edilmiştir. Daha sonra R245fa iş akışkanı kullanılarak tasarım ve tasarım dışı çalışma koşulları için analizler gerçekleştirilmiştir. Son olarak temel ORC ve RORC sistemleri karşılaştırılmış ve RORC sisteminin daha üstün olduğu belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Gemi ana makinesi, Gemi ana makine gücü, Gemi ana makinesi seçimi, Atık ısı geri kazanımı, Organik Rankine çevrimi

PhD. Thesis

SUMMARY

DETERMINATION OF SHIP MAIN ENGINE AND ESTABLISHMENT OF OPTIMUM ORGANIC RANKINE CYCLE WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM WITH ARTIFICIAL INTELLIGENCE APPROACHES

Samet GÜRGEN

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Naval Architecture and Marine Engineering
Supervisor: Assist. Prof. Dr. İsmail ALTIN
2021, 222 Pages

In the presented thesis, the determination of the ship main engine and the establishment of the optimum ORC based waste heat recovery system using artificial intelligence approaches were examined. First, models for predicting the main engine power for containers, tankers and bulk carriers were developed using artificial neural networks (ANN). Then, major criteria in the selection of the ship's main engine were determined and evaluated with the fuzzy AHP method. Finally, the optimum ORC based waste heat recovery system was investigated for a container ship. An optimization study was carried out using a multi-objective gray wolf algorithm for the optimum waste heat recovery system. As a result of the analysis, it was observed that the ANN models developed to predict the main engine power in ships exhibit quite superior performance. As a result of the evaluation of the major criteria in the selection of the main engine performed with Fuzzy AHP, the three most important criteria were determined as fuel consumption, easy operation of the main engine and maintenance cost. In the last part, pareto solutions were obtained as a result of optimization studies using different working fluids and different ORC configuration in the ORC application for the container ship. Using the pareto solutions, the final working fluid was determined by the unique comprehensive evaluation strategy developed by taking into account the thermodynamic, economic, environmental impact and hazard level of the working fluid. As a result of the analysis, it was determined that the most suitable working fluid for both basic ORC and RORC is R245fa. Then, analyzes were performed for design and off-design operating conditions using the R245fa working fluid. Finally, the basic ORC and RORC systems were compared and it was determined that the RORC system was superior.

Key Words: Ship main engine, Ship main engine power, Marine engine selection, Waste heat recovery, Organic Rankine cycle

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1. Dünya üzerindeki ECA bölgeleri	2
Şekil 2. Kükürt oranının yıllara göre değişimi	2
Şekil 3. NO _x limitlerinin makine devir sayısına göre değişimi	3
Şekil 4. 2012 yılında gemi tipine göre ünite sayısı, tahrik gücü ve CO ₂ emisyonları.....	4
Şekil 5. İki zamanlı ve dört zamanlı ana makinelerin gemi türüne göre dağılımı.....	5
Şekil 6. Yüksek kükürtlü yakıtın yanması ve emisyonlar	7
Şekil 7. Çevre sıcaklığının egzoz sıcaklığına etkisi.	7
Şekil 8. Bir Aframax tankerine monte edilen bir egzoz gazı kazanının buhar üretimine ortam hava sıcaklığının etkisi.....	8
Şekil 9. Sülfürik asit çığ noktası.....	9
Şekil 10. Gemi tipine göre gemi hız profilleri.....	9
Şekil 11. Ortalama ana makine yükünün yıllara göre değişimi.....	10
Şekil 12. Konteyner ve tankerler için ana makine yük profili.....	11
Şekil 13. Bazı gemi tipleri için ana makine yük profili.....	11
Şekil 14. Gemi ana makine seçim süreci.....	13
Şekil 15. Pervane eğrisi ve gerekli marjların eklenmesi	14
Şekil 16. Tipik bir gemi ana makinesi için motor karakteristik diyagramı.....	16
Şekil 17. Örnek bir proje için aday makinelere ait motor karakteristik diyagramları.....	16
Şekil 18. MAN-12K98ME/MC model ana makinenin ısıl denge diyagramı	17
Şekil 19. Buharlı RC, ORC ve Kalina çevrimlerinin T-s diyagramları.....	25
Şekil 20. T-s diyagramları	29
Şekil 21. Bazı iş akışkanlarının T-s diyagramları.....	30
Şekil 22. HMIS etiketi ve tehlike dereceleri.....	34
Şekil 23. Biyolojik ve yapay sinir ağları	36
Şekil 24. Tek girdili nöron.....	37
Şekil 25. Çok katmanlı ağ yapısı	38
Şekil 26. Çok katmanlı ağın kısaltılmış gösterimi.....	39
Şekil 27. Üçgensel bulanık sayıların gösterimi	45
Şekil 28. M1 ve M2 üçgensel bulanık sayılarının kesişimi.....	49
Şekil 29. Popülasyon tabanlı algoritma sınıfları.....	51

Şekil 30. Örnek karar değişkeni ve amaç fonksiyonu uzayı.....	54
Şekil 31. İki amaçlı bir problem için özel amaç vektörleri	56
Şekil 32. Gri kurtların hiyerarşik yapısı	57
Şekil 33. Gri kurtların avlanma tekniği	58
Şekil 34. Tez çalışmasının akış şeması.....	76
Şekil 35. Tankerler için güç hesaplama diyagramı.....	80
Şekil 36. Handymax ve Panamax tankerleri için güç diyagramı.....	81
Şekil 37. Konteyner gemilerine ait alt sınıfların gemi sayısı	85
Şekil 38. Tankerlere ait alt sınıfların gemi sayısı	87
Şekil 39. Dökme yük gemisine ait alt sınıfların gemi sayısı	89
Şekil 40. Konteyner gemileri için ana makine gücü tahmin modeli	91
Şekil 41. Tanker ve dökme yük gemileri için ana makine gücü tahmin modeli	91
Şekil 42. YSA modelleme akış şeması.....	94
Şekil 43. Gemi ana makinesi seçim kriterleri.....	99
Şekil 44. Örnek ana makine seçimi	100
Şekil 45. Gemi ana makine seçim kriterlerinin değerlendirilmesinde izlenen adımlar.....	100
Şekil 46. Gemi ana makinesi - ORC yerleşimi.....	102
Şekil 47. ORC için T-s diyagramı	103
Şekil 48. Deniz suyu pompası ve kondenser	105
Şekil 49 Gemi ana makinesi - RORC yerleşimi	107
Şekil 50 RORC için T-s diyagramı.....	107
Şekil 51 İki boru ve bir gövde geçişli ısı değiştiricisi	108
Şekil 52 TEMA tarafından sunulan standart ön-arka kafalar ve gövde tipleri	109
Şekil 53. U-boru tipli ısı değiştiricisi.....	110
Şekil 54. Düz boru tipli ısı değiştiricisi	111
Şekil 55. Gövde borulu ısı değiştiricilerinde boru dizilimi	112
Şekil 56. Şaşırtma levhası kesimi ve boşluğu.....	112
Şekil 57. Isıtma işleminin bölümlere ayrılması	113
Şekil 58. Gövde çapı ile boru demeti çapı arasındaki ilişki	116
Şekil 59. Gövde eşdeğer çapı, kesit alanı ve ıslak alan	118
Şekil 60. Evaporatör modeli	118
Şekil 61. Bir boru içinde zorlanmış taşınımli kaynamadaki akış rejimleri	120

Şekil 62. Kondenser modeli.....	122
Şekil 63. Yatay bir boru üzerinde film yoğuşması	124
Şekil 64. Reküperatör modeli	125
Şekil 65. Boru tarafı sürtünme faktörü	126
Şekil 66. Gövde tarafı sürtünme faktörü	127
Şekil 67. Temel ORC için tasarım dışı hesaplama akış seması.....	139
Şekil 68. RORC için tasarım dışı hesaplama akış seması	140
Şekil 69. İş akışkanı seçiminde kapsamlı değerlendirme kriterleri	146
Şekil 70. İki amaçlı bir problem için yakınsama ve çeşitlilik durumları.....	150
Şekil 71. Çok amaçlı optimizasyon algoritmalarının karşılaştırılması.....	151
Şekil 72. Konteyner gemisi güç tahmin modelinin eğitim sürecindeki performans eğrisi	152
Şekil 73. Konteyner gemisi için güç tahmin modelinin MAPE değerleri	153
Şekil 74. Konteyner gemisi için güç tahmin modelinin korelasyon katsayıları	154
Şekil 75. Tanker için güç tahmin modelinin eğitim sürecindeki performans eğrisi.....	155
Şekil 76. Tanker gemisi için güç tahmin modelinin MAPE değerleri.....	156
Şekil 77. Tanker için güç tahmin modelinin korelasyon katsayıları	157
Şekil 78. Dökme yük gemileri için güç tahmin modelinin eğitim sürecindeki performans eğrisi	158
Şekil 79. Dökme yük gemileri için güç tahmin modelinin MAPE değerleri	159
Şekil 80. Dökme yük gemileri için güç tahmin modelinin korelasyon katsayıları.....	160
Şekil 81. Teknik özelliklerin önem dağılımı	168
Şekil 82. Ekonomik özelliklerin önem dağılımı	169
Şekil 83. Marka ile ilgili özelliklerin önem dağılımı.....	169
Şekil 84. Tüm alt kriterlerin karşılaştırılması	170
Şekil 85. Konteyner gemisi için alternatif iki ana makinenin karşılaştırılması.....	171
Şekil 86. ORC sistemine giren egzoz gazı sıcaklığının makine yüküne göre değişimi	174
Şekil 87. Ana makine yüküne göre egzoz gazı ısı enerjileri	174
Şekil 88. Temel ORC için elde edilen pareto çözümler	176
Şekil 89. Temel ORC'de R245fa için pareto çözümler ve optimum nokta.....	179
Şekil 90. Temel ORC sistem bileşenlerinin maliyetleri	181
Şekil 91. Temel ORC sistem bileşenlerinin ekserji yıkımları	182
Şekil 92. Temel ORC'nin tasarım dışı çalışma şartları için W_{net} değişimi	183

Şekil 93. Temel ORC'nin tasarım dışı çalışma şartları için ısı verim değişimi	183
Şekil 94. Temel ORC'nin tasarım dışı çalışma şartları için T11 değişimi	184
Şekil 95. Temel ORC'nin tasarım dışı çalışma şartları için ekserji verimi değişimi	185
Şekil 96. RORC sistemi için elde edilen pareto çözümler	188
Şekil 97. RORC sisteminde R245fa için pareto çözümler ve optimum nokta	191
Şekil 98. RORC sistem bileşenlerinin maliyetleri	193
Şekil 99. RORC sistem bileşenlerinin ekserji yıkımları	194
Şekil 100. RORC'nin tasarım dışı çalışma şartları için W_{net} değişimi	195
Şekil 101. RORC'nin tasarım dışı çalışma şartları için ısı verim değişimi	195
Şekil 102. RORC'nin tasarım dışı çalışma şartları için T11 değişimi	196
Şekil 103. RORC'nin tasarım dışı çalışma şartları için ekserji verimi değişimi	197
Şekil 104. Çok amaçlı GKA için elde edilen hiperküp	202
Şekil 105. NSGA-II için elde edilen hiperküp	202

TABLULAR DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1. Bazı gemi türleri için tipik karakteristik özellikler	12
Tablo 2. Sıcaklık aralığına göre ısı kalite sınıflandırması	18
Tablo 3. Gemilerde atık ısı kaynakları ve sıcaklık aralıkları.....	18
Tablo 4. Gemi atık ısı geri kazanım sistemlerinin karşılaştırılması	26
Tablo 5. Bazı iş akışkanların çevresel etkileri ve kullanım durumları	33
Tablo 6. Biyolojik ve yapay sinir hücrelerinin karşılaştırılması	36
Tablo 7. Ana gemi türleri için regresyon sonuçları.....	83
Tablo 8. Alt gemi türleri için regresyon sonuçları.....	83
Tablo 9. Konteyner gemilerine ait alt sınıfların tipik karakteristikleri.....	85
Tablo 10. Konteyner gemilerinin TEU, gemi hızı ve ana makine gücü istatistikleri	86
Tablo 11. Tankerlere ait alt sınıfların tipik karakteristikleri.	87
Tablo 12. Tankerlerin DWT, gemi hızı ve ana makine gücü istatistikleri	88
Tablo 13. Dökme yük gemilerine ait alt sınıfların tipik karakteristikleri.....	89
Tablo 14. Dökme yük gemilerinin DWT, gemi hızı ve ana makine gücü istatistikleri.....	90
Tablo 15. YSA’da kullanılan parametreler.....	92
Tablo 16. Alt ve ana kriterler için dilsel ifadeler ve bulanık sayı karşılıkları	101
Tablo 17. Boru demeti hesabı için gerekli sabitler.....	116
Tablo 18. ORC ekipman maliyet katsayıları	130
Tablo 19. Gövde borulu ısı değiştiricisi parametreleri	143
Tablo 20. Karar değişkenlerinin alt ve üst sınır değerleri	144
Tablo 21. İş akışkanları tehlike seviyeleri, çevresel etkileri ve kritik noktaları.....	145
Tablo 22. İş akışkanı seçiminde kriterlerin ağırlık değerleri.....	149
Tablo 23. Konteyner gemisi alt sınıfları için güç tahmin modellerinin performans karşılaştırması	161
Tablo 24. Tanker alt sınıfları için güç tahmin modellerinin performans karşılaştırması ..	161
Tablo 25. Dökme yük gemisi alt sınıfları için güç tahmin modellerinin performans karşılaştırması	162
Tablo 26. Uzman 1 tarafından ana kriterlerin değerlendirilmesi.....	163
Tablo 27. Uzman 1 tarafından teknik özelliklerin değerlendirilmesi	163

Tablo 28. Uzman 1 tarafından ekonomik özelliklerin değerlendirilmesi	164
Tablo 29. Uzman 1 tarafından marka ile ilgili özelliklerin değerlendirilmesi	164
Tablo 30. Uzman 1 tarafından değerlendirilen ana kriterlerin bulanık sayılara dönüştürülmesi	164
Tablo 31. Uzman 1 tarafından değerlendirilen teknik özelliklerin bulanık sayılara dönüştürülmesi	164
Tablo 32. Uzman 1 tarafından değerlendirilen ekonomik özelliklerin bulanık sayılara dönüştürülmesi	165
Tablo 33. Uzman 1 tarafından değerlendirilen marka ile ilgili özelliklerin bulanık sayılara dönüştürülmesi	165
Tablo 34. Ana kriterler için birleştirilmiş karar matrisi.....	165
Tablo 35. Teknik özelliklerin için birleştirilmiş karar matrisi.....	166
Tablo 36. Ekonomik özellikler için birleştirilmiş karar matrisi	166
Tablo 37. Marka ile ilgili özellikler için birleştirilmiş karar matrisi	166
Tablo 38. Birleştirilmiş karar matrisleri için tutarlılık oranları	167
Tablo 39. Ana ve alt kriterlerin ağırlıkları.....	167
Tablo 40. MAN 8G60ME-C10.5 makinesine ait temel parametreler	172
Tablo 41. MAN 8G60ME-C10.5 makinesine ait yüke göre atık ısı değişimi	173
Tablo 42. Temel ORC sistemi ile elde edilen optimum çözümler	177
Tablo 43. Temel ORC sistemi ile kapsamlı değerlendirme için normalizasyon	178
Tablo 44. Temel ORC sistemi için gri ilişkisel derece değerleri ve sıralaması.....	178
Tablo 45. R245fa iş akışkanı için pareto çözümler üzerindeki önemli noktalar	180
Tablo 46. Temel ORC için tasarım ve tasarım dışı çalışma şartlarının termodinamik performansı	186
Tablo 47. Tam seyir analizi ile konteyner gemisinin performansı	187
Tablo 48. RORC sistemi ile elde edilen optimum değerler.....	189
Tablo 49. RORC sistemi için kapsamlı değerlendirme	190
Tablo 50. RORC sistemi için gri ilişkisel derece değerleri ve sıralaması	190
Tablo 51. R245fa iş akışkanı için pareto çözümler üzerindeki önemli noktalar	192
Tablo 52. RORC için tasarım ve tasarım dışı çalışma şartlarının termodinamik performansı	198
Tablo 53. Tam seyir analizi ile konteyner gemisinin performansı	199
Tablo 54. Temel ORC ve RORC sistemlerinin karşılaştırılması.....	199

SEMBOLLER DİZİNİ

A_{inv}	: Kuruluş maliyetinin yıllık ödeme miktarı
A	: Isı transfer alanı [m^2]
AHP	: Analitik Hiyerarşi Prosesi
B	: Gemi genişliği [m]
C_{top}	: ORC toplam maliyeti [\$]
$c_{p, egz}$: Egzoz gazı özgül ısısı [J/kgK]
CCI	: Merkezi tutarlılık endeksi
CEPCI	: Kimya mühendisliği tesis maliyet endeksi
CFC	: Kloroflorokarbon
COM	: İşletme ve bakım maliyeti [\$]
CPP	: Değişken hatveli pervane
CRF	: Sermaye geri dönüşüm faktörü
D	: Öklid uzaklığı
DWT	: Dedveyt
E	: Ekserji [kW]
ECA	: Emisyon kontrol alanı
EEDI	: Enerji Verimliliği Tasarım Endeksi
EPC	: Elektrik üretim maliyeti [\$/kWh]
eva	: Evaporatör
F	: Sıcaklık düzeltme faktörü
f	: Sürtünme faktörü
FPP	: Sabit hatveli pervane
GKA	: Gri Kurt Algoritması
GWP	: Küresel Isınma Potansiyeli
h	: Entalpi
HC	: Hidrokarbon
HCFC	: Hidrokloroflorokarbon
HFC	: Hidroflorokarbon
HFO	: Hidrofloroolefinler

HMIS	: Tehlike Madde Tanımlama Sistemi
HP	: Beygir gücü
I	: Ekserji yıkımı [kW]
IMO	: Uluslararası Denizcilik Örgütü
KC	: Kalina Çevrimi
kon	: Kondenser
LOA	: Gemi tam boyu [m]
\dot{m}_a	: İş akışkanı kütleli debisi [kg/s]
\dot{m}_{ds}	: Deniz suyu kütleli debisi [kg/s]
\dot{m}_{egz}	: Egzoz gazı kütleli debisi [kg/s]
MAPE	: Ortalama mutlak yüzde hata [%]
MSE	: Ortalama hata karesi
NSGA II	: Baskın Olmayan Sıralamalı Genetik Algoritma 2
Nu	: Nusselt sayısı
OBJ	: Amaç fonksiyonu
ODP	: Ozon Tüketme Potansiyeli
ORC	: Organik Rankine Çevrimi
P_e	: Elektrik fiyatı [\$/kWh]
P_E	: Efektif güç [kW]
P	: Basınç [Pa]
PBP	: Geri ödeme süresi [yıl]
Pr	: Prandtl sayısı
PT	: Güç türbini
\dot{Q}_{egz}	: Egzoz gazındaki ısı [kW]
\dot{Q}_{kon}	: Kondenserdeki ısı [kW]
R	: Kapasite oranı
RC	: Rankine Çevrimi
Re	: Reynolds sayısı
RORC	: Reküperatörlü Organik Rankine Çevrimi
S	: Etkenlik oranı
SS	: Standart sapma

t_{op}	: Gemi yıllık çalışma süresi [saat]
T	: Sıcaklık [K]
t	: Tasarım çalışma koşulu
td	: Tasarım dışı çalışma koşulu
TEG	: Termoelektrik jeneratör
U	: Isı transfer katsayısı [W/m^2K]
V	: Gemi hızı [knot]
\dot{W}_{net}	: Net iş [kW]
$\dot{W}_{p,ds}$: Deniz suyu pompası işi [kW]
\dot{W}_p	: Pompa işi [kW]
\dot{W}_t	: Türbin işi [kW]
YSA	: Yapay Sinir Ağları
η	: Verim [%]
$\Delta P_{PP,eva}$: Evaporatördeki dar boğaz (pinch point) sıcaklık farkları
$\Delta P_{PP,kon}$: Kondenserdeki dar boğaz (pinch point) sıcaklık farkları
ΔT_{lm}	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
ε_{rek}	: Reküperatör etkinliği

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Deniz taşımacılığı, dünya çapında birincil ulaşım aracı olup dünya ticaretinin yaklaşık %90'ı deniz yoluyla gerçekleştirilmektedir. Dünya nüfusunun ve ekonomisinin artmasıyla deniz ticaret hacmi de giderek artmaktadır. Deniz taşımacılığı, taşıma maliyetlerinin düşük olmasının yanı sıra çevreci olmasıyla da önemli bir avantaja sahiptir. Orta büyüklükteki bir kargo gemisi göz önüne alındığında, bir ton ürünü taşımak için kilometre başına karbondioksit (CO₂) emisyonu, römorklu ağır iş kamyonuna kıyasla iki kat ve kargo uçağına kıyasla yirmi kat daha düşüktür. Bununla birlikte, toplam küresel CO₂ emisyonlarının da yaklaşık %2.4'ünü oluşturmaktadır [1].

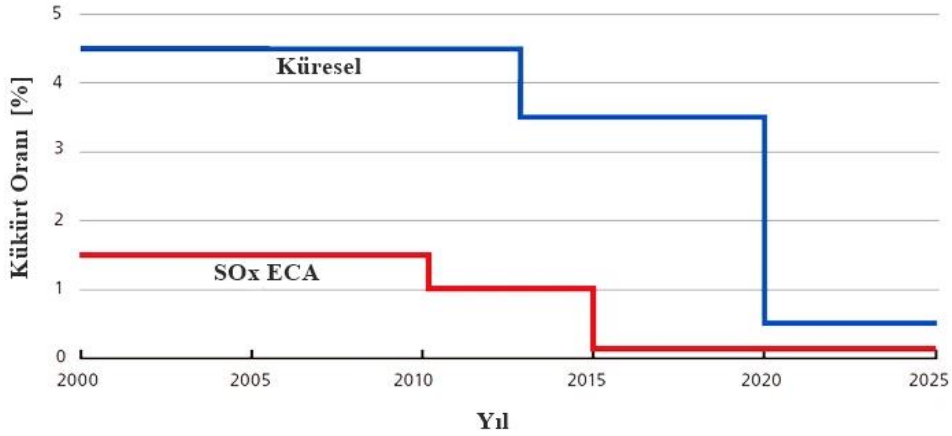
Çevrenin korunması, enerji tasarrufu ve CO₂ emisyonunun azaltılması gibi küresel konular Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO) tarafından takip edilmekte ve çeşitli düzenlemeler ve öneriler getirmektedir. IMO 1997'de MARPOL 73/78 Ek VI'yı kabul etmiş ve yönetmelik 19 Mayıs 2005'te yürürlüğe girmiştir. 2007'de, Deniz Çevresi Koruma Komitesi (Marine Environment Protection Committee - MEPC), kirlenici tahliyesi ve gemi makinesinin verimli çalışması için daha katı bir gereklilik olan gemilerin Enerji Verimliliği Tasarım Endeksi'ni (Energy Efficiency Design Index - EEDI) önermiştir. EEDI, geminin ana ve yardımcı makinelerinden kaynaklı CO₂ emisyonunun, gemi kapasitesi ve hızına oranı olup deniz mili başına gram cinsinden CO₂ miktarı olarak ifade edilmektedir. Hesaplama metodu, yakıt türü, makine sisteminin yerleşimi ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı gibi faktörleri içermektedir. 2008 yılının ekim ayında ise IMO, Ek VI'yı revize etmiş ve 53'ten fazla ülke, azalan enerji arzı ve çevresel bozulma sorunu için düzenlemeyi uygulamaya başlamıştır [2, 3].

Emisyonlar ile ilgili ciddi adımlar atan IMO, SO_x ve NO_x emisyonlarının kontrol altında olacağı çeşitli emisyon kontrol alanlarını (ECA) öngörmüştür. 1 Ocak 2015'ten bu yana Baltık Denizi, kükürt emisyon kontrol alanı olarak kabul edilmiştir. Şekil 1'de dünya üzerinde mevcut ve planlanan ECA bölgeleri gösterilmiştir



Şekil 1. Dünya üzerindeki ECA bölgeleri [4]

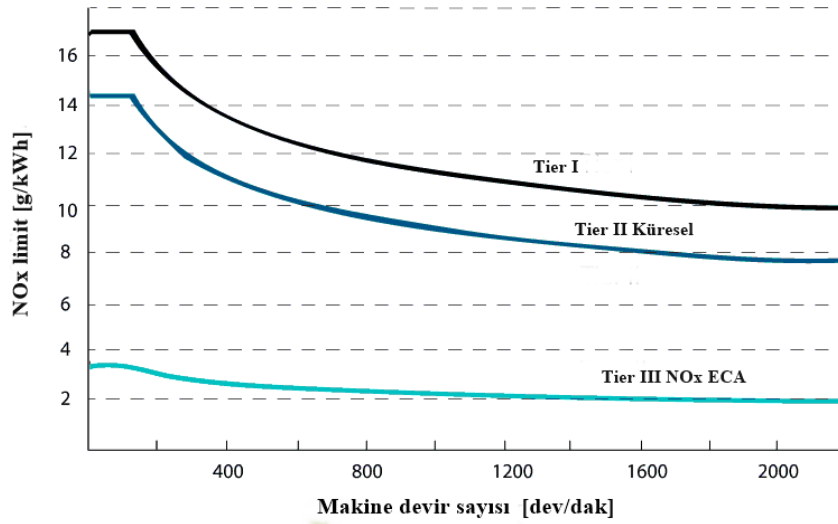
SO_x emisyonlarını düzenlemek için IMO komitesi tarafından belirlenen ECA alanlarında, yakıtın izin verilen maksimum kükürt içeriği 2015'te %1.5'den %0.1'e düşürülmüştür. Küresel olarak sınır ise, 2012 yılında %4.5'den %3.5'e düşürülmüştür. Ayrıca 2020'den sonra küresel olarak %0.5'lik bir sınır olacağı da bildirilmiştir. Kükürt emisyonları ile ilgili tüm bu gelişmeler Şekil 2'de gösterilmiştir.



Şekil 2. Kükürt oranının yıllara göre değişimi [4]

Kükürt emisyonlarını azaltmak için temel olarak ya kükürt içeriği düşük olan bir yakıt kullanılmalı ya da egzoz gazlarının Scrubber gibi teknolojilerle temizlenmesi gerekmektedir. Gemilerde kullanılabilecek düşük kükürt içerikli yakıtlar, düşük kükürtlü deniz dizel yakıtı (MDO), deniz gazı yakıtı (MGO), bio-yakıtlar, dimetil eter (DME), metanol ve sıvılaştırılmış doğal gaz (LNG) olarak sıralanabilmektedir.

Bilindiği gibi yüksek silindiri içi basınç ve sıcaklıklar, motor performansını olumlu etkilemekle beraber NO_x emisyonlarında ciddi bir artışa sebep olmaktadır. Bu bağlamda IMO, denizcilik faaliyetlerinden kaynaklı hava kirliliğini önlemek için kademeli olarak kısıtlamalar getiren kurallar koymuştur. Gemi makinesinin maksimum çalışma devir sayısı ve geminin yapım yılının bir fonksiyonu olarak NO_x emisyon sınırlarını belirleyen Tier I (2000) ve Tier II (2011) ve Tier III (2016) olmak üzere üç IMO emisyon standardı bulunmaktadır. 2011 yılında yürürlükten kaldırılan Tier I, yerini halihazırda uygulanmakta olan Tier II'ye bırakmıştır. Tier II'ye ek olarak yalnızca ECA bölgeleri için geçerli Tier III de uygulanmaktadır. Şekil 3'de NO_x limitlerinin, makine devir sayısına göre değişimi gösterilmiştir.

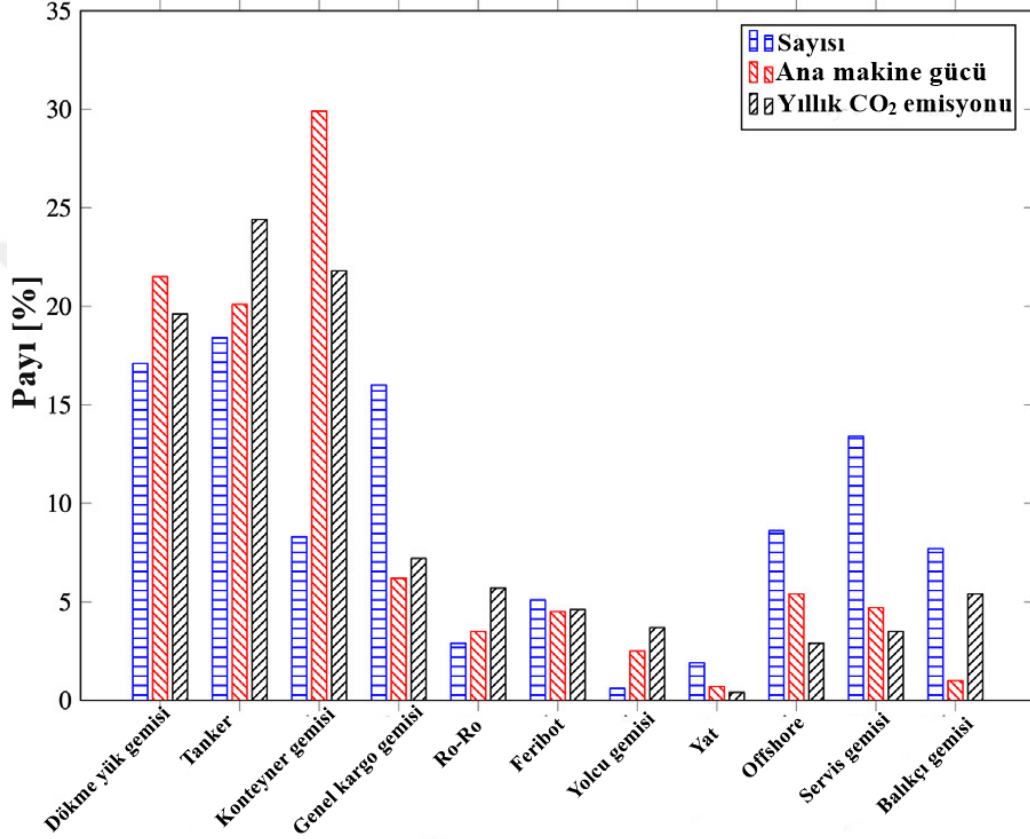


Şekil 3. NO_x limitlerinin makine devir sayısına göre değişimi [4]

Yukarıda belirtilen emisyon kısıtlamalarını karşılamak ve yakıt tüketimini azaltmak için gemilere atık ısı geri kazanım sistemlerinin kurulması başlıca alınacak önlemler arasında gelmektedir. Her ne kadar atık ısı geri kazanım sistemlerinin uygulanması yakıt kükürt içeriği üzerinde doğrudan bir etkiye sahip olmasa da, düşük kükürtlü yakıtlar kullanılmasıyla ilgili işletme maliyetleri düşürülebilir, böylece bu yakıtlara geçiş kolaylaştırılabilir.

1.2. Dünya Gemi ve Ana Makine Filosu

Üçüncü IMO sera gazları çalışmasında sunulan rapora göre toplam dünya filosu, 2012 yılında 107.749 olarak belirlenmiştir. Gemi türüne göre gemi sayısı, ana makine gücü ve CO₂ emisyonları Şekil 4'te gösterilmiştir [4].



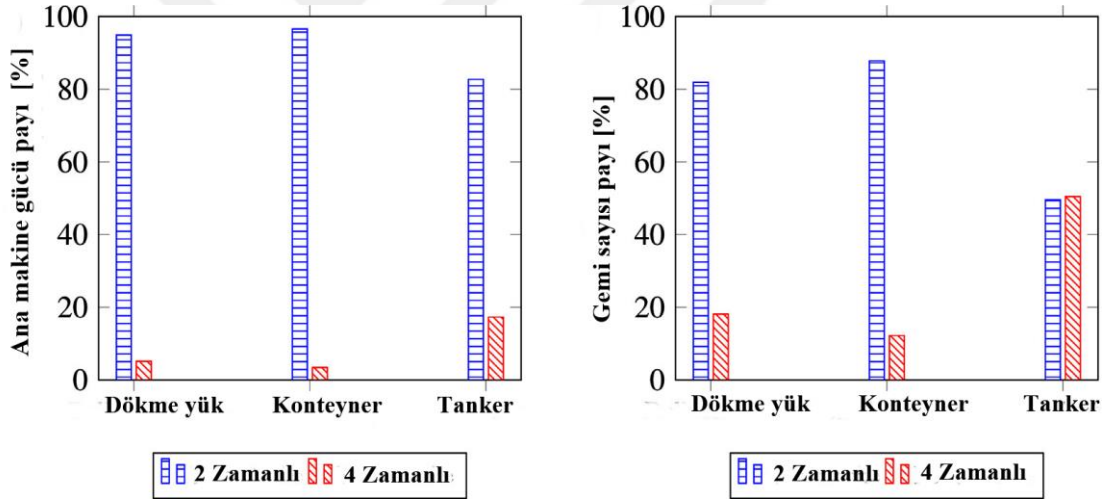
Şekil 4. 2012 yılında gemi tipine göre ünite sayısı, tahrik gücü ve CO₂ emisyonları [1].

Dökme yük gemileri, tankerler, genel kargo gemileri ve servis gemileri toplam dünya filosunun yaklaşık %60'ını oluşturmaktadır. Konteyner gemilerinin sayısı nispeten düşük (%8.3) olmasına karşın toplam makine gücünün yaklaşık %30'una denk gelmektedir. Dökme yük gemileri ve tankerler ana makine gücü açısından sırasıyla ikinci (% 21.5) ve üçüncü (%20.1) olarak sıralanmaktadır. Ayrıca Şekil 4, konteyner gemileri, tankerler ve dökme yük gemilerinin toplam yıllık CO₂ emisyonlarının yaklaşık %65'inden sorumlu olduğunu göstermektedir. CO₂ emisyonlarının azaltılması için dünya filo emisyonlarına en yüksek katkıyı paylaştıkları ve en büyük itici güç ünitelerine sahip olduklarından, tankerlerin, dökme yük gemilerinin ve konteyner gemilerinin enerji dönüşüm verimliliğinin

iyileştirilmesi gerekmektedir. Bu gemi tipleri için toplam emisyonların %70'inden fazlası, ana tahrik makinesiyle ilgilidir. Yardımcı makineler %21.9 ve kazanlar %6.1 oranında CO₂ emisyonuna sebep olmaktadır [1, 4].

Dökme yük gemileri, konteyner gemileri ve tankerler için dört zamanlı ve iki zamanlı dizel makine sayısı ve toplam tahrik gücü, Şekil 5'te gösterilmiştir. İki zamanlı düşük hızlı makineler, dört zamanlı makineler ile karşılaştırıldığında bazı avantajlara sahip olduğu için genel olarak pazara hakim olduğu açıkça görülmektedir. Bu avantajlar şunlardır [1];

- Yüksek verim,
- Yüksek güç yoğunluğu (kW/m³),
- Pervaneye doğrudan bağlantı, böylece dişli kutusu kullanımıyla ilişkili kayıplardan kaçınılır,
- Büyük çaplı pervaneler tasarlama olasılığı, mekanik verimliliği artırır.



Şekil 5. İki zamanlı ve dört zamanlı ana makinelerin gemi türüne göre dağılımı [1].

Gemilerdeki makine sistemleri temel olarak itme gücü, elektrik gücü ve ısıtma taleplerini yerine getirmesi gerekmektedir. Büyük gemiler için genellikle itme gücü, düşük devirli iki zamanlı dizel makineler ile sağlanmaktadır. Gemideki pompalar, fanlar, aydınlatma, soğutma vb. elektrik talepleri, tipik olarak dört zamanlı yardımcı makineler veya pervane şaftı üzerine monte edilmiş bir şaft jeneratörü tarafından sağlanmaktadır. Ayrıca gemide gerekli alanların ısıtılması, yakıt (HFO) ön ısıtması ve tatlı su üretimi için ısıtma gerekmektedir. Isıtma talepleri yardımcı kazanlar veya gemi üzerindeki atık ısının geri kazanılması ile karşılanabilmektedir. Örneğin, ceket soğutma suyundan gelen ısı tipik olarak tatlı su üreticisinde kullanılmaktadır. Bununla birlikte gerekli alanları ısıtmasını ve HFO ön

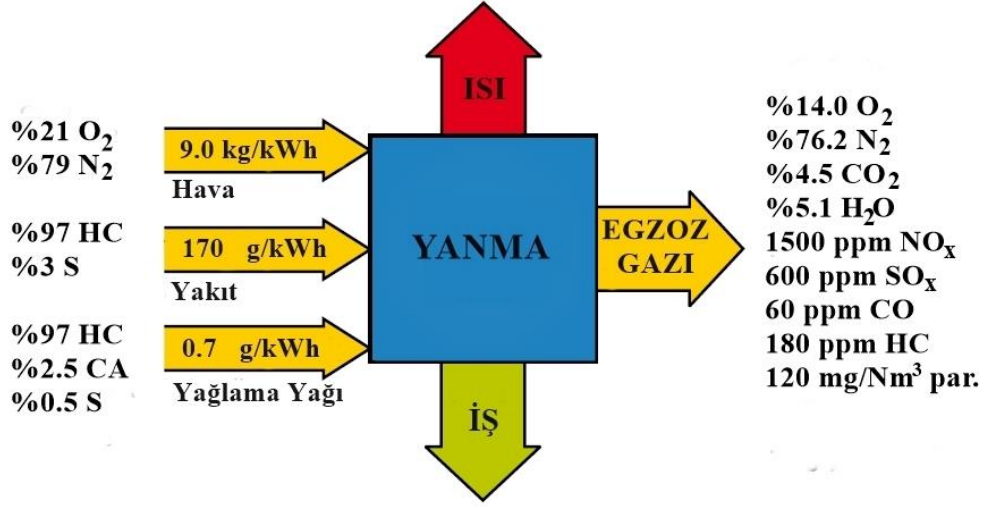
ısıtma taleplerini karşılamak için servis buharı bir egzoz gazı kazanında üretilmektedir. Büyük gemilerde, ısıtma talepleri ana makinenin mevcut atık ısısından daha düşük olmaktadır. Bu durumda kalan atık ısı enerjisi, uygun atık ısı geri kazanım teknolojileriyle elektrik üretimi için kullanılabilir. Atık ısı geri kazanımı ile üretilen elektrik, doğrudan kullanılabilir gibi pervane şaftı üzerine monte edilmiş bir şaft motoru vasıtasıyla yürütücü güç olarak da değerlendirilebilir. Böylece yardımcı makineler veya ana makine tarafından üretilen güç azalarak makine sisteminden kaynaklanan emisyonlar ve yakıt tüketimi düşürülebilmektedir [5].

Gemilerin yaklaşık %98'i ana tahrik olarak dizel makine kullanmakta ve bu makinelerin ısı verimleri yaklaşık %49 seviyelerindedir. Bu, yakıt enerjisinin büyük bir kısmının hem egzoz gazlarından hem de makine soğutma devrelerinden atıldığı anlamına gelmektedir. Günümüz gemilerinde egzoz gazlarından gelen ısının bir kısmı ağır yakıtın (HFO) ana makinede yanmadan önce 65-75°C'ye ısıtılması için kullanılmaktadır. Bununla birlikte yakın gelecekte, yüksek viskoziteli bir yakıt yerine damıtılmış bir yakıt kullanılacak ve yakıt ön ısıtma talebi düşerek toplam sistem verimliliği azalacak ve böylece egzoz gazları yoluyla boşa harcanan ısı artacaktır [6]. Dolayısıyla bu atık ısıdan yararlanmak için atık ısı geri kazanım sistemleri önemli bir kurtarıcı haline gelecektir.

1.3. Gemi Yakıtları ve Egzoz Gazları

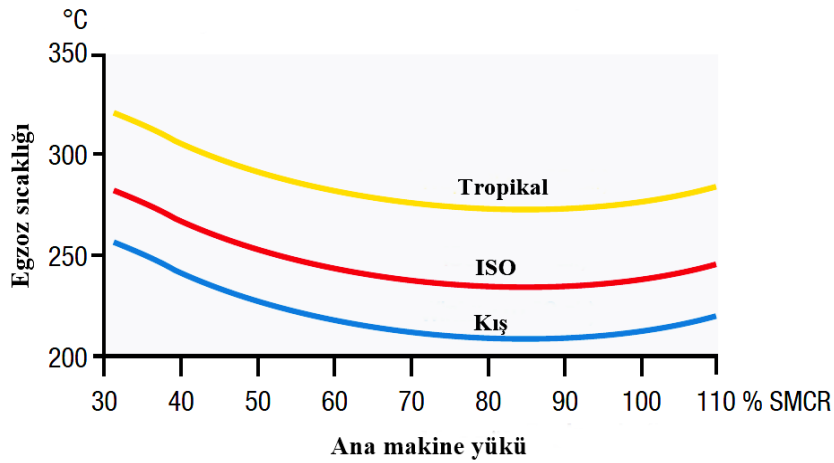
Gemilerde kullanılan yakıtlar, yüksek kükürtlü yakıt ve düşük kükürtlü yakıt olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Yüksek kükürtlü yakıt ağırlıkça %3 oranında kükürt içeriğine sahipken, düşük kükürtlü yakıt ağırlıkça %0.5 kükürt içermektedir. Heavy Fuel Oil (HFO), yüksek kükürtlü yakıt olarak kullanılırken, Marine Diesel Oil (MDO), düşük miktarda kükürt içerikli Marine Gas Oil (MGO) kullanılması veya pilot yakıt olarak HFO kullanan çift yakıtlı bir LNG motorunun kullanılması düşük kükürtlü yakıt durumunu temsil etmektedir [5].

Şekil 6'da tipik bir iki zamanlı gemi dizel makinesinde HFO yakıtının yanması ve meydana gelen egzoz emisyonları gösterilmiştir. Yanma işlemi için silindirlere hava, yakıt ve az miktarda yağlama yağı girmektedir. Yanma işlemi sonucunda yararlı iş elde edilirken dışarıya ısı ve egzoz gazı atılmaktadır. Egzoz gazı bileşenlerine bakıldığı zaman tam yanma ürünleri olan O₂, N₂, CO₂ ve H₂O ile beraber NO_x, SO_x, CO, HC ve parçacık emisyonlarının da bulunduğu görülmektedir.



Şekil 6. Yüksek kükürlü yakıtın yanması ve emisyonlar [7].

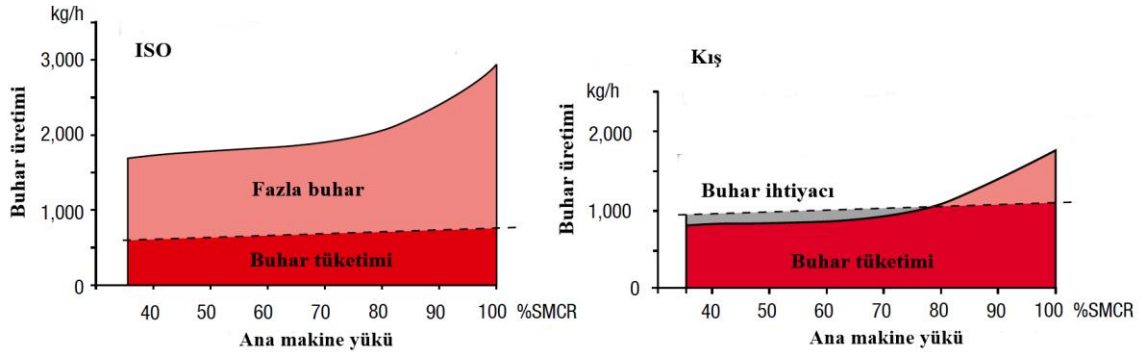
Gemi makinesinin normal çalışması sırasında ortam havası ve deniz suyu sıcaklıkları değişeceği için doğal olarak egzoz gazı sıcaklığı da değişecektir. Yaklaşık olarak, turboşarjdan sonraki egzoz sıcaklığı, turboşarj emme hava sıcaklığının her 1.0°C azaldığı durumda yaklaşık 1.6°C azalacaktır. Örnek olarak, MAN firmasına ait 6S60MC-C7 gemi makinesi için, turboşarj hava giriş sıcaklığının egzoz gazı sıcaklığına etkisi, ISO (25°C), tropikal (45°C) ve kış (10°C) şartları için Şekil 7’de gösterilmiştir [7].



Şekil 7. Çevre sıcaklığının egzoz sıcaklığına etkisi [7].

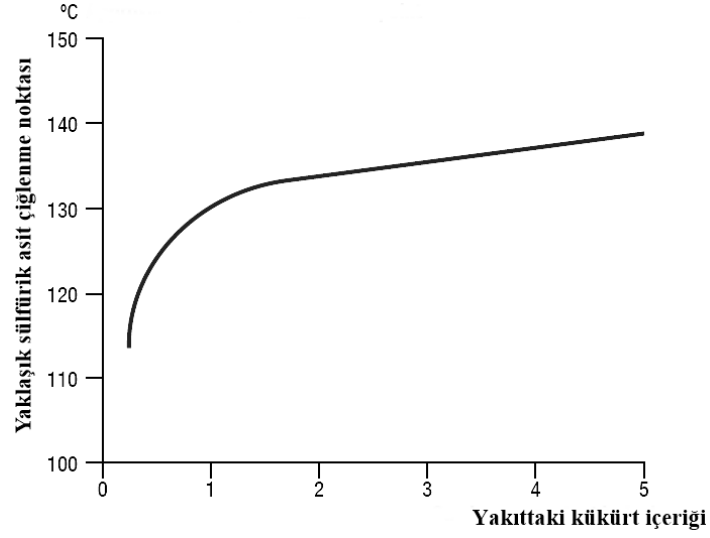
Bilindiği üzere gemilerde HFO tankı ısıtması, motor enjeksiyonundan önce yakıtın ön ısıtması ve gemideki alanları ısıtması için buhar kullanılmaktadır. Gemide buhar üretimi için egzoz gazlarının atık ısısı veya kazanlar kullanılmaktadır. Gemideki buhar talebi, gemi

türüne ve çevre şartlarına göre değiştiği gibi gemide kullanılan yakıtta göre de değişmektedir. Düşük kükürtlü yakıtın kullanılması durumunda, HFO'ya gerek kalmadığı veya sınırlı kullanımı olduğu için yüksek kükürtlü yakıt durumu ile karşılaştırıldığında buhar talebinin yarıya indiği söylenebilmektedir [5]. Şekil 8'de çevre şartlarının, buhar üretimi ve tüketimine etkisi görülmektedir. Sunulan grafiklerde MAN 6S60MC-C7 ana makinesine sahip bir Aframax tankerinin ısıtma talebi için egzoz gazı kullanılarak sadece buharlaştırıcı bölümü olan kazan ile 8 bar basıncında buhar üretimini ve tüketimi gösterilmiştir. Şeklin sağ tarafı ISO şartlarını gösterirken sol tarafı kış şartlarını göstermektedir. ISO şartlarında ihtiyaçtan daha fazla buhar üretimi yapılmakta ve fazla buhar sistemden atılmaktadır. Düşük egzoz sıcaklarına sahip kış şartlarında buhar tüketimi artmasına rağmen buhar üretimi daha düşük olmaktadır. Bu durumda buhar ihtiyacını karşılamak için kazanlar devreye girmektedir [7].



Şekil 8. Bir Aframax tankerine monte edilen bir egzoz gazı kazanının buhar üretimine ortam hava sıcaklığının etkisi [7].

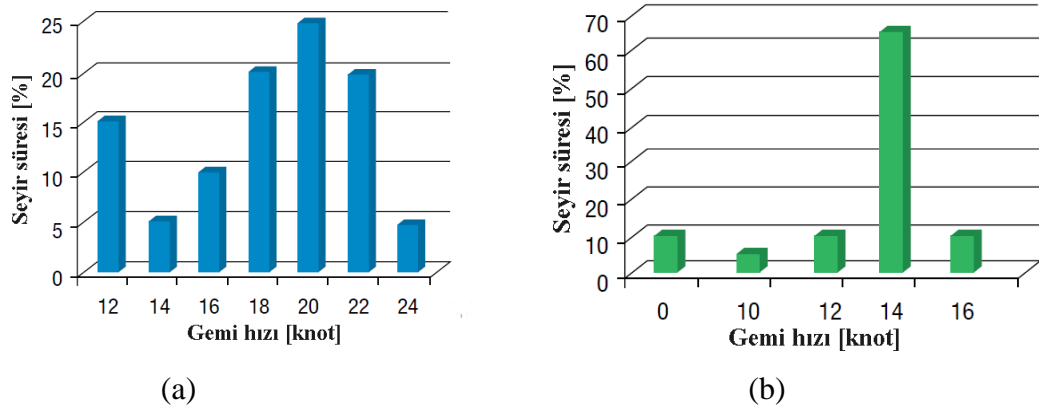
Egzoz gazları ile ilgili diğer önemli bir konu da, egzoz gazlarının bacadan atılma sıcaklığıdır. Egzoz gazları bacadan atılırken sülfürik asit çığ noktası sıcaklığı, alt limit olarak alınmaktadır. Sülfürik asit çığ noktası sıcaklığı, özellikle yakıttaki kükürt içeriğine ve egzoz gazındaki oksijene bağlı olmakla beraber tam olarak belirlenmesi oldukça zordur. MAN firması tarafından turboşarjdan sonra egzoz gazı için geçerli olacak şekilde sülfürik asit çığ noktası, yakıttaki sülfür içeriğinin bir fonksiyonu olarak verilmiş ve Şekil 9'da gösterildiği gibi bir grafik elde edilmiştir. Ortalama %2.9 kükürt içeriğine sahip bir yakıt için ana makineden çıkan egzoz gazındaki sülfürik asidin çığ noktasının yaklaşık 135°C olması beklenmektedir [7].



Şekil 9. Sülfürik asit çığ noktası [7].

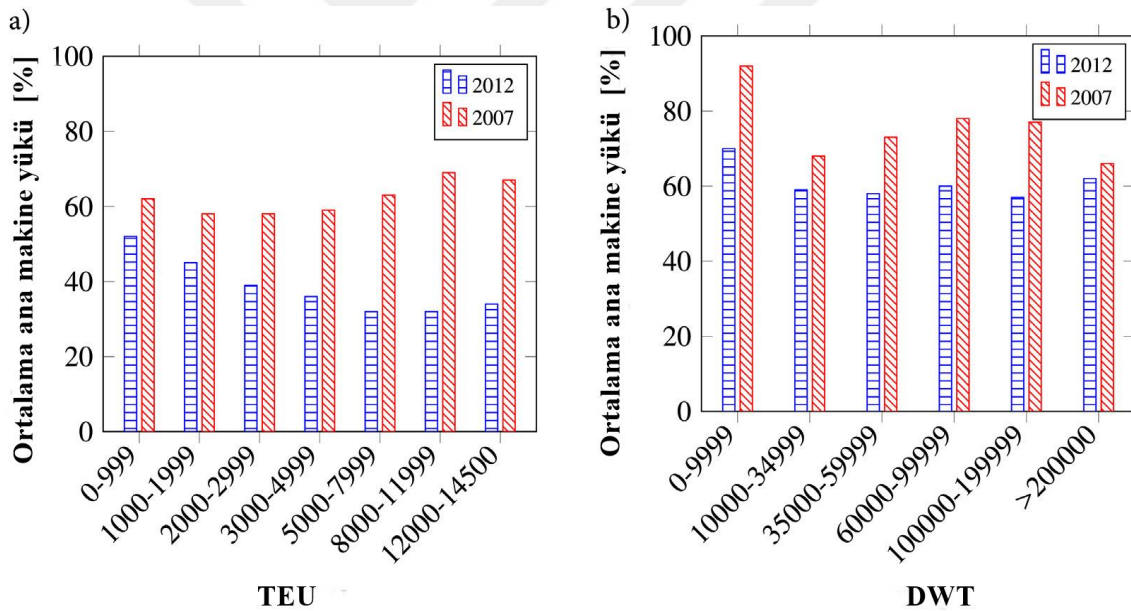
1.4. Gemilerin Çalışma Profilleri

Gemilerin operasyonel profilleri, genellikle gemi tipine göre değişiklik göstermekle beraber çalışma şartları, rotası ve yükleme durumu gibi etmenler de önemli bir faktör olarak karşımıza çıkmaktadır. Gemilerin operasyonel profillerini belirlemek için gerçek zamanlı ölçümler alınmalı ve istatistiksel hesaplamalar yapılmalıdır. Bununla beraber her gemi tipi için yaklaşık bir operasyonel profil çıkarmak da mümkündür. Dökme yük gemileri ve tankerler, genellikle belirli bir seyir hızında çalışırken büyük konteyner gemilerinin seyir hızları daha çeşitli olmaktadır. Şekil 10'da gemi tipine göre hız profilleri gösterilmiştir.



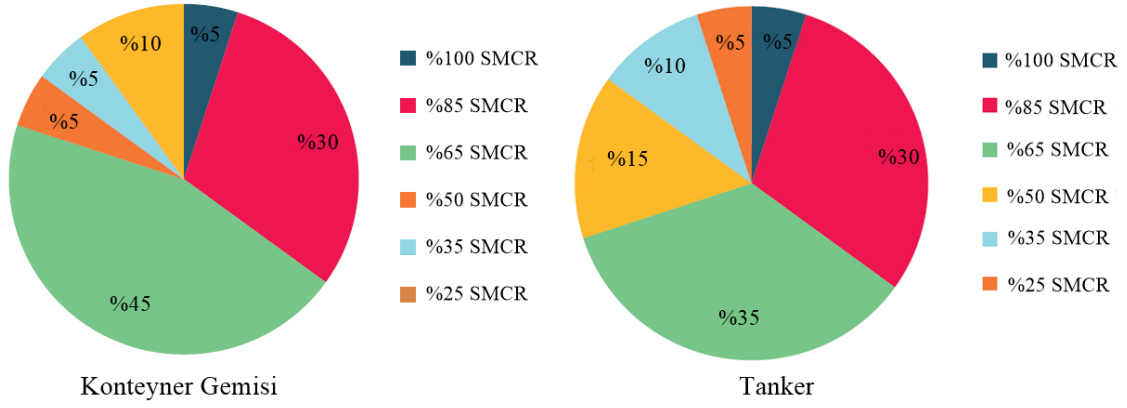
Şekil 10. Gemi tipine göre gemi hız profilleri,(a) konteyner gemisi, (b) Tanker ve dökme yük gemisi [8].

Bununla beraber özellikle 2008'den sonra artan yakıt fiyatları ve azalan navlun oranları ile aşırı kapasite dönemlerinde gemilerin daha düşük hızlarında (slow steaming) seyir etme istekleri, gemilerin operasyonel profillerini ve maksimum tasarım hızlarını etkilemiştir. Şekil 11, gemi yük taşıma kapasitesinin bir fonksiyonu olarak konteyner ve dökme yük gemileri için 2007 ve 2012 yıllarındaki ana makinenin ortalama yük faktörünü göstermektedir. Genel olarak her iki yıl için konteyner gemilerinin, dökme yük gemileri ve petrol tankerlerine kıyasla daha düşük ortalama güç kapasitelerinde seyrettiği görülmektedir. Tüm gemi tiplerinde ortalama hızda ciddi bir düşüş yaşanmış ve bu eğilim, beş yılda ortalama yük faktörü %40 azalan konteyner gemileri için daha belirgin olarak karşımıza çıkmıştır. Bununla beraber dökme yük gemileri ve petrol tankerleri ortalama güç kapasitesinde sırasıyla %18.8 ve %26.0 oranında daha ılımlı bir düşüş yaşadığı gözlemlenmiştir [1, 4].



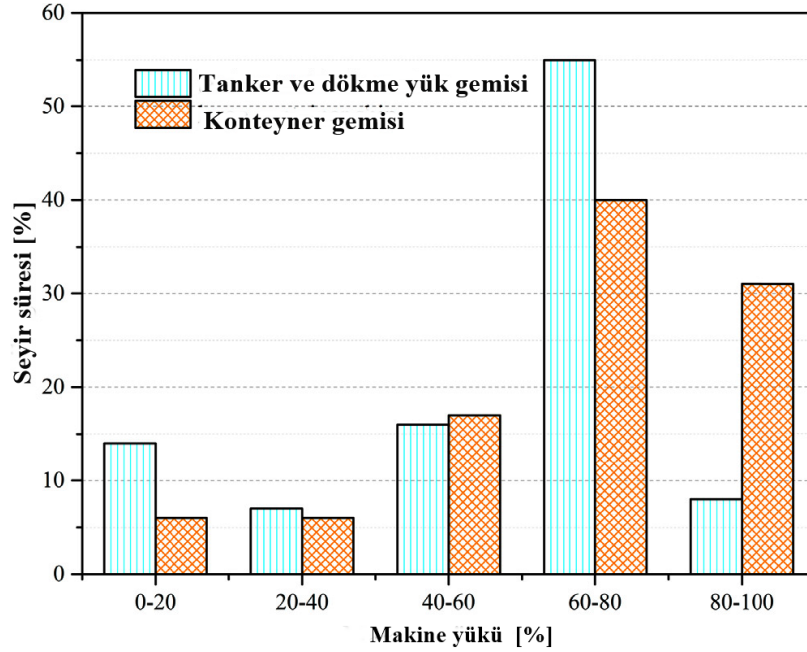
Şekil 11. Ortalama ana makine yükünün yıllara göre değişimi, (a) konteyner gemisi, (b) dökme yük gemisi [1].

Geminin operasyonel profilleri, gemilere kurulacak atık ısı geri kazanım sistemlerinin kabul edilebilir bir geri ödeme süresi sağlayıp sağlamadığını belirlemek için büyük önem arz etmektedir. Bunun hesaplanması için yukarıda sunulan gemi hız profillerinin, gemi makine yüküne ve çalışma saatlerine dönüştürülmesi gerekmektedir. MAN firması tarafından sunulan teknik makalelerde yıllık işletme maliyetleri hesaplanırken tankerler ve konteyner gemileri için Şekil 12'de gösterilen ana makine yük profili kullanılmaktadır.



Şekil 12. Konteyner ve tankerler için ana makine yük profili [9-11].

Ana makine yük profili ile ilgili bir başka çalışma, 2017 yılında Shu vd. [12] tarafından yapılmıştır. Sunulan çalışmada, konteyner gemisi, dökme yük gemisi ve tankerlerin ortalama ana makine yükleri Şekil 13'te gösterildiği gibi verilmiştir. Yapılan çalışmada tanker ve dökme yük gemisi benzer profile sahip olduğu için birlikte verilmiştir. Hem bu çalışmada hem de MAN tarafından sunulan çalışmada gemilerin seyirleri boyunca makine yük dağılımları birbirine oldukça benzemektedir.



Şekil 13. Bazı gemi tipleri için ana makine yük profili [12].

1.5. Gemi Ana Makinesinin Belirlenmesi

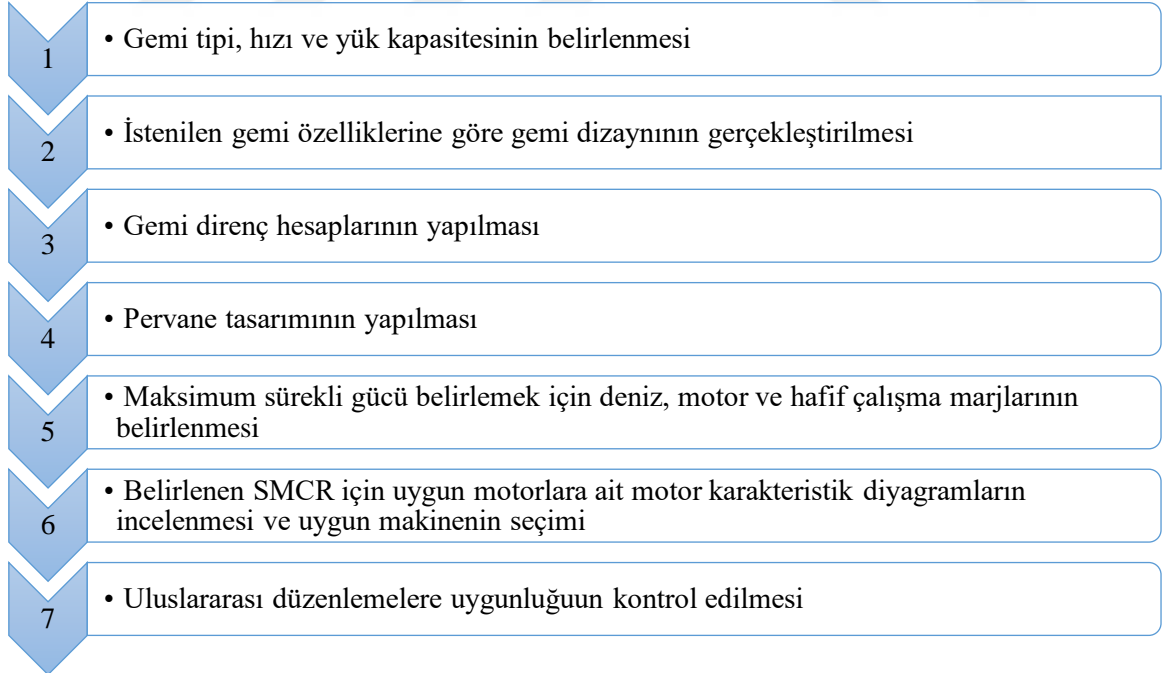
Gemiler, istenilen sevk hızını sağlayabilmesi için hareketlerine karşı olan direnç kuvvetlerini yenmek zorundadırlar. İhtiyaç duyulan itme kuvveti pervane, çark ve su jeti gibi sevk sistemleri ile sağlanırken gerekli güç, gemi ana makinesi tarafından karşılanmaktadır. Gemiler, tiplerine ve çalışma şartlarına bağlı olarak farklı sevk sistemi ve makinelere sahip olabilmektedir. Günümüzdeki ticari gemiler dikkate alındığında genellikle sevk sistemi olarak pervane ve ana makine olarak ise dizel makineler kullanıldığı görülmektedir. Pervaneler kendi içinde sabit hatveli (FPP) ve değişken hatveli (CPP) olmak üzere, dizel makineler ise iki zamanlı ve dört zamanlı olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Bazı gemi türleri ve bunlara ait alt sınıflar için kullanılan pervane ve ana makine tipleri ile genel karakteristik özellikler Tablo 1’de gösterilmiştir.

Tablo 1. Bazı gemi türleri için tipik karakteristik özellikler [13].

Kategori	Gemi türü	Pervane	Ana makine tipi	Blok katsayısı	Gemi hızı [knot]
Tanker	Crude oil	1 FP	2 zamanlı	0.78-0.83	13-17
	LNG	1 FP	2 zamanlı	0.65-0.75	16-20
	Product	1 FP	2 zamanlı	0.75-0.80	13-16
	Chemical	1 FP	2 zamanlı	0.70-0.78	15-18
Dökme yük	Ore carrier	1 FP	2 zamanlı	0.80-0.85	14-15
	Regular	1 FP	2 zamanlı	0.75-0.85	12--15
Konteyner	Liner carrier	1 FP veya 2 FP	2 zamanlı	0.62-0.72	20-23
	Feeder	1 FP veya 1 CP	2 zamanlı veya 4 zamanlı	0.60-0.70	18-21
Genel kargo	General cargo	1 FP	2 zamanlı veya 4 zamanlı	0.70-0.85	14-20
	Coaster	1 FP veya 1 CP	2 zamanlı veya 4 zamanlı	0.70-0.85	13-16
Yolcu gemisi	Cruise ship	2 CP	4 zamanlı	0.60-0.70	20-23
	Ferry	2 CP	4 zamanlı	0.50-0.70	16-23

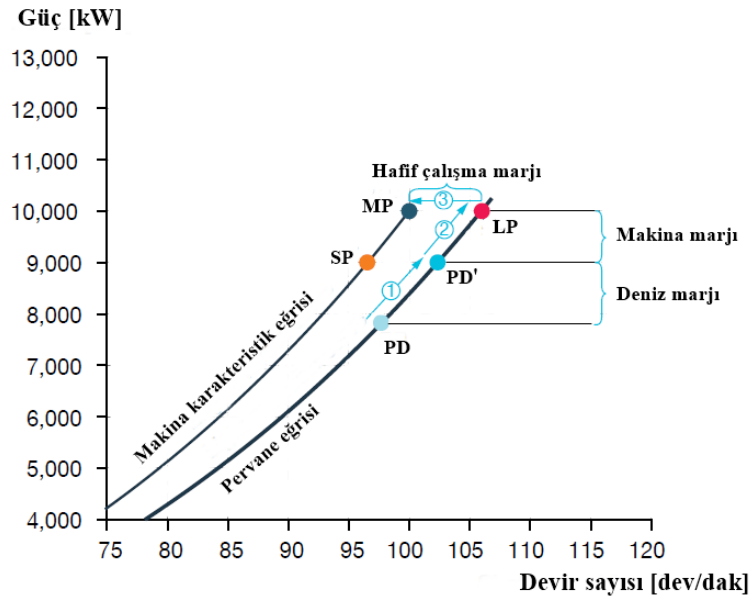
Tablo 1'de görüldüğü gibi iki zamanlı makineler, ana tahrik makineleri olarak yaygın olarak kullanılmaktadır. Tankerler, dökme yük gemileri ve konteyner gemileri gibi gemiler için yakıt giderleri ana işletme maliyetini oluşturdukları için bu gemilerde ekonomik açıdan genellikle iki zamanlı makineler kullanılmaktadır. Feribotlar ve kruvaziyer gemileri gibi gemiler için diğer parametreler, ana ekonomik faktörleri oluşturmakta olup bu gemilerde genellikle dört zamanlı makineler kullanılmaktadır. Ayrıca, dört zamanlı makine boyutlarının daha küçük olması ve yüksek güç yoğunluğu gibi etmenler, feribot ve kruvaziyer gemileri için daha önemli olmaktadır. Büyük okyanus gemileri için genellikle sabit hatveli pervaneler kullanılırken daha fazla manevra kabiliyeti gerektiren küçük gemiler için değişken hatveli pervaneler kullanılmaktadır. İki zamanlı bir ana makine kullanılacak bir gemide, pervanenin optimum devir sayısına uygun bir makine bulunabileceğinden pervaneyi doğrudan ana makineye bağlamak mümkündür. Bununla beraber, dört zamanlı motorların devir sayıları daha yüksek olduğu için bir redüktör gerektirmektedir [13].

Gemi ana makinesinin belirlenmesi, gemi ana makine gücünün hesaplanması ve uygun ana makinenin seçiminden oluşan iteratif bir süreçtir. Genel olarak gemi ana makine belirleme süreci Şekil 14'te gösterildiği gibi 7 adımla özetlenebilmektedir.



Şekil 14. Gemi ana makine seçim süreci

İlk olarak dizaynı yapılacak gemi tipi için istenilen yük kapasitesi ve servis hızı, gemi sahibi tarafından belirlenmektedir. Daha sonra istenilen gemi özelliklerine göre gemi dizaynı gerçekleştirilmektedir. Üçüncü adımda ilgili gemi için direnç hesapları yapılmaktadır. Daha sonra, direnç hesapları yapılan gemi için pervane tasarımı yapılmaktadır. İlk proje aşamasında, gerekli pervane gücü ve pervane devri tahminleri, yüklü gemi için sakin su direnci ve gövdenin arkasındaki pervane çalışma koşullarının teorik hesaplamalarına dayanmaktadır. Direnç hesaplamaları teyit edildikten sonra tasarım, deneysel çekme tankı testleri ile daha da optimize edilerek proje için son pervane eğrisi elde edilmektedir. Örnek bir dizayn için pervane hızı ve güç kombinasyonunu içeren pervane eğrisi Şekil 15'te gösterilmiştir. Bu eğri üzerindeki geminin tasarım hızı için gerekli nokta, pervane tasarım noktası (PD) olarak adlandırılmaktadır.



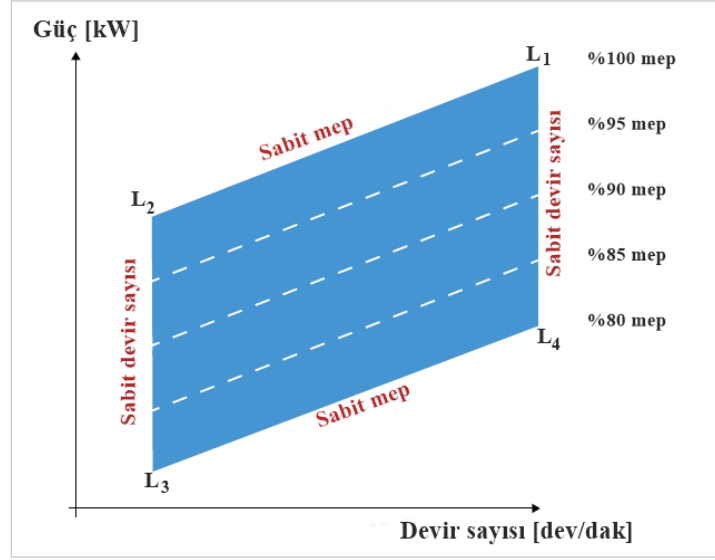
Şekil 15. Pervane eğrisi ve gerekli marjların eklenmesi [13].

Pervane eğrisi elde edildikten sonra pervane tasarım noktasına bazı marjlar eklenmelidir. Bunlardan biri olan deniz marjı, beklenen ortalama rüzgar ve dalgaların sebep olduğu direnç artışını içermektedir. Projeye bağlı olarak yaklaşık %10 ile %30 arasında tasarımcı tarafından makul bir deniz marjı oluşturulmalıdır. Bu yeni nokta, alternatif pervane tasarım noktası (PD') olarak adlandırılabilir. Deniz marjını ve daha sonra hafif çalışma marjını ekledikten sonra motor karakteristik eğrisindeki konum, servis itme noktası (SP) olarak adlandırılmaktadır [13].

Pervane tasarım noktasına eklenen bir diğ er marj, makine marjıdır. Genellikle, yakıt tüketiminin artmasına sebep olduğ u ve güç ayırma (rezerv güç) arzusu nedeniyle normal çalışma için %100 makine gücü kullanılması istenmemektedir. Bu nedenle, genellikle bir makine marjı eklenmektedir. Makine marjı projenin önceliklerine bağ lı olarak %10 ile %30 arasında değ işebilmektedir. Gecikmelerden kaçınmak için planlı seyir yapan gemiler için genellikle yüksek makine marjı tercih edilmektedir. Ayrıca “IMO Asgari Sevk Gücü Gereksinimleri” düzenlemesine uymak için makine marjı geleneksel makine marjlarından daha yüksek de olabilmektedir [13].

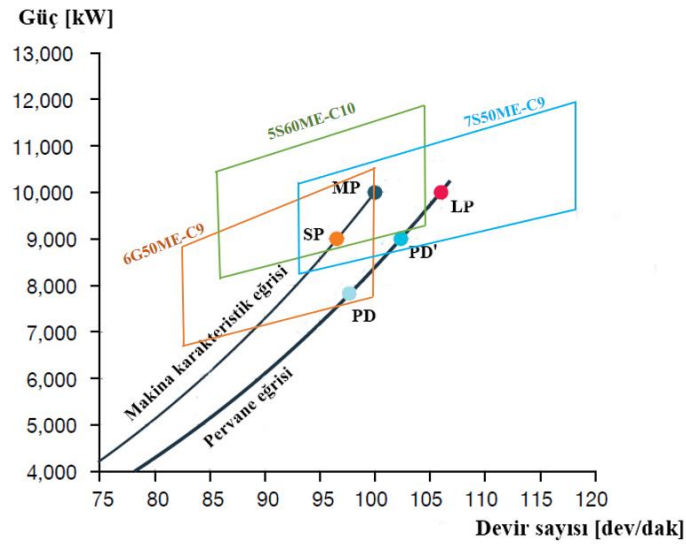
Gemilerin seyri sırasında hava şartları değ işmekte ve zamanla gövde ve pervanede kirlenme olmaktadır. Bilindiğ i gibi kirli bir gövde, iz alanı değ iştirerek gelen suyun hızını azaltır ve pervane üzerindeki kaymayı arttırır, böylece pervane daha ağır çalışma durumuna geçmektedir. Ayrıca şiddetli denizlerde yapılan seyirlerde gemi direnci artacaktır. Yaklaşık olarak, ilave direnç nedeniyle güçteki %20'lik artış, %1 ağır çalışmaya, yani aynı makine gücü için %1 daha düşük devir sayısına karşılık gelmektedir. Dolayısıyla, nominal pervane eğrisinden daha ağır çalışan bir eğriye kayan değ işikliğ e izin verecek bir marj olan hafif çalışma marjı da eklenmektedir. Pervane eğrisine hafif çalışma marjı ekledikten sonra ortaya çıkan eğri, makine SMCR'sinin seçiminde belirleyici olacağ i için motor karakteristik eğrisi (engine layout curve) olarak da adlandırılmaktadır. MAN firması, operasyonel profile bağ lı olarak %4 ile %7 arasında hafif bir çalışma marjı önermekle beraber özel durumlarda bu oran %10'a kadar yükseltilebilmektedir. Hafif çalışma marjının yüksek olması, bir geminin kirlenme, ağır hava, sığ su, buz, vb. durumlarda gemi direncinde beklenen göreceli artışın yüksek olacağ ını göstermektedir. Ayrıca bu marj, şaft jeneratörü kullanma ihtimali olan gemiler için de önemlidir [13].

Gerekli marjların eklenmesi ile elde edilen SMCR için uygun makineler araştırılmakta ve genellikle birçok marka ve model seçeneğ i karşımıza çıkmaktadır. SMCR'nin bu muhtemel makinelerin karakteristik diyagramlarındaki yeri, hangi makinenin en faydalı olacağ ı konusunda önemli bilgiler sağlamaktadır. Bir gemi makinesi için temel motor karakteristik diyagramı Şekil 16'da gösterilmektedir. Karakteristik diyagramda L1-L2 ve L3-L4 hatları makinenin hızını sınırlarken, L1-L3 ve L2-L4 hatları sırasıyla maksimum ve minimum ortalama efektif basınç (mep) hattını göstermektedir. Makine tipine bağ lı olarak, L2-L4 hattı tipik olarak maksimum mep'in % 75-80'i olarak alınmaktadır.



Şekil 16. Tipik bir gemi ana makinesi için motor karakteristik diyagramı [13].

Motor karakteristik diyagramını anlamak için önemli bir parametre olan ortalama efektif basınç, motorun silindir hacmine ve dönme hızına göre motorun ne kadar güç sağladığını göstermektedir. Ayrıca, farklı çaplara sahip makineleri karşılaştırmak ve bir makinenin ne kadar yüklendiğini göstermek için de kullanılmaktadır. Şekil 15’de verilen örneğe uygun olarak MAN firmasına ait üç farklı modelin motor karakteristik diyagramları Şekil 17’de gösterilmiştir.



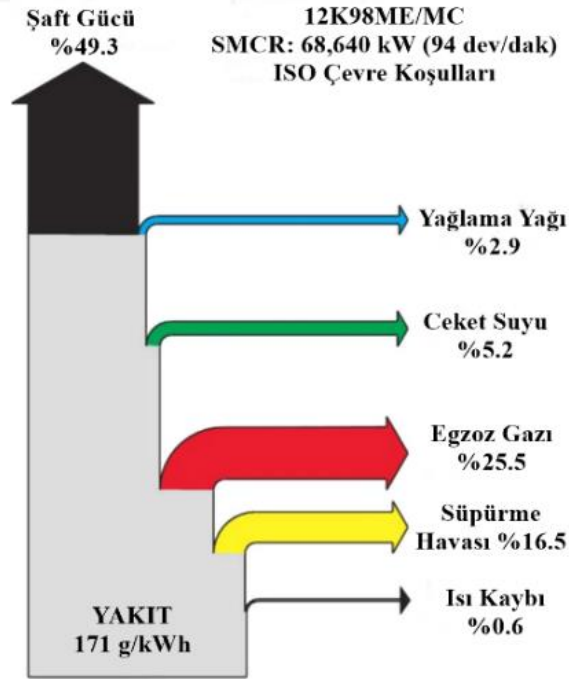
Şekil 17. Örnek bir proje için aday makinelere ait motor karakteristik diyagramları [13].

Burada projeye göre uygun motor seçiminde birçok kriter devreye girmektedir. Gemi ana makine seçiminde etkili olan kriterlerin belirlenmesi ve değerlendirilmesi sonraki bölümlerde ele alınacaktır. Genel olarak SMCR'yi daha düşük mep'te sağlayan yani en büyük güce sahip motor tasarımı seçilmesi, yakıt tüketiminin azalmasına neden olmakla beraber ilk yatırım maliyetini ve makine boyutlarını arttıracaktır.

Gemi ana makine seçim sürecinin son aşaması, seçilen makinesinin uluslararası düzenlemelere uygunluğunun kontrol edilmesidir. Emisyon kısıtlamaları ve EEDI gibi düzenlemeler bunların başında gelmektedir.

1.6. Gemilerde Atık Isı Geri Kazanım Sistemleri

Tipik bir gemi dizel makinesinde, yakıt enerjisinin yaklaşık %45'i faydalı güç çıktısına dönüştürülürken, kalan enerji egzoz gazı, ceket soğutma suyu, süpürme havası soğutması ve yağlama sistemlerinden dışarı atılır. Bu sebeple bir gemi dizel makinesinde atık ısısının geri kazanım potansiyelinin kayda değer olduğu açıktır. Şekil 18'de MAN-12K98ME/MC model ana makinenin ısıl denge diyagramı verilmiştir.



Şekil 18. MAN-12K98ME/MC model ana makinenin ısıl denge diyagramı [7]

Gemi makineleri için atık ısı geri kazanım teknolojisi ilk olarak 1970'lerdeki petrol krizinin sonucu olarak Amerika Birleşik Devletleri'nde ve Avrupa'da ortaya çıkmıştır. Bu krizin çözümü için gemi yapımcıları ve gemi makinesi üreten firmalar çeşitli çalışmalar yaparak çözüm önerileri sunmuştur. MAN Grubu, ısı geri kazanım kazanı, buhar türbini ve jeneratör içeren bir egzoz gazı kullanım sistemi geliştirerek %10 verim artışı sağlamıştır. Wartsila, çift basınçlı bir kazan ve türbin içeren bir geri kazanım sistemi geliştirmiş ve makine veriminin % 11.4 oranında arttırılabileceğini göstermiştir. ABB Ltd., farklı güç çıkış kapasitesine sahip gemi dizel makineleri için iki tip geri kazanım sistemi önermiş ve bu sistemler ile atık ısıyı verimli bir şekilde kullanabilmiştir [3]. Günümüzde de IMO tarafından emisyon ile ilgili getirilen sınırlamalar dikkate alındığında, düşük kükürtlü yakıtların veya temizleyicilerin (Scrubber) kullanılması gemi sahipleri için ek bir maliyet getirmektedir. Sonuç olarak, hem işletme maliyetlerini hem de emisyonları azaltmak için atık ısı geri kazanım sistemleri büyük önem arz etmektedir [6].

Atık ısının mevcudiyetinin yanında asıl önemli olan konu atık ısının kalitesidir. Bir atık ısının kalitesi, bulunduğu sıcaklığa göre belirlenmektedir. Isı enerjisi, Tablo 2'de verilen sıcaklık aralığına bağlı olarak düşük, orta ve yüksek kaliteli olarak sınıflandırılmaktadır [14].

Tablo 2. Sıcaklık aralığına göre ısı kalite sınıflandırması [14].

Kalite	Sıcaklık Aralığı (°C)
Yüksek	650 ve üstü
Orta	232 - 649
Düşük	232 ve altı

Okyanus aşırı giden bir gemi için ana atık ısı kaynakları ve sıcaklık aralıkları Tablo 3'te verilmiştir. Tablo incelendiğinde gemilerdeki atık ısının genellikle düşük veya orta kalitede olduğu görülmektedir [14].

Tablo 3. Gemilerde atık ısı kaynakları ve sıcaklık aralıkları [14].

Kaynak	Sıcaklık Aralığı (°C)
İnsineratör	850 - 1250
Egzoz gazı	200 - 500
Süpürme havası	100 - 160
Ceket suyu	70 - 125

Bilindiği gibi gemi makine soğutma suyu sıcaklıkları standart olarak 80 - 90°C arasında olmakla beraber yine de bazı çift yakıtlı ve gazlı motorlarda silindir kafası soğutma suyu sıcaklığı 3-4 barlık soğutma suyu basıncında 125°C 'ye ulaşabilmektedir. Listelenen atık ısı kaynaklarından en yüksek kalite, atık yakma fırınından (İnsineratör) çıkan egzoz tarafından sağlandığı ve bir atık ısı geri kazanım sistemi tarafından kullanımı için en yüksek potansiyele sahip olduğu görülmektedir. Fakat, yakma fırınının çalışmasının sürekli değil yani aralıklı olması ve sağlanan ısı miktarının diğer kaynaklara kıyasla oldukça az olması gibi nedenlerle uygun bir kaynak olarak görülmemektedir. Bununla birlikte atık yakma fırın ısısı, özel bir atık ısı geri kazanım sistemini çalıştırmak veya daha iyi verim sağlamak için diğer kaynaklar için tasarlanmış atık ısı geri kazanım sistemini desteklemek için kullanılabilir.

Gemideki tüm atık ısı kaynakları değerlendirildiğinde egzoz gazı, hem miktar hem de kalite açısından en iyi atık ısı kaynağı olarak karşımıza çıkmaktadır. Bununla birlikte, egzoz gazı enerjisinin kullanılması, bir ısı değiştiricisinde soğutulabileceği en düşük sıcaklığa bağlıdır. Gemilerde kullanılan kükürt içerikli yakıtların yanması sonucu oluşan egzoz gazlarının sülfürik asit yoğunlaşması nedeniyle korozyon riski bulunmaktadır. Bu nedenle, egzoz gazını kullanan atık ısı geri kazanım sistemi, egzoz gazının asit çığ noktasının altında soğutulmamasını sağlayacak şekilde tasarlanmalıdır. Bu faktör de egzoz gazından ısı geri kazanımını sınırlamaktadır.

Bir deniz atık ısı geri kazanım sisteminin kara tabanlı bir sisteme kıyasla farklı zorluklarla ve kısıtlamalarla karşı karşıya kalmaktadır. Bu kısıtlamalar aşağıdaki gibi özetlenebilir [15];

- Gemi yakıtlarındaki yüksek kükürt içeriği, sülfürik asit korozyonu nedeniyle emilen ısı miktarını sınırlamaktadır
- Gemilerde kurulacak atık ısı geri kazanım sistemi, belirli bir alan kaplayacak ve kargo kapasitesini etkileyecektir
- Gemi dizel makineleri, çoğunlukla kısmi yükte çalışırken çeşitli çalışma profilleri ve makine hızlarına maruz olduğu için atık ısı geri kazanım sisteminin performansı etkilenecektir
- Deniz suyu bir soğutma ortamı olarak kullanılmakta ve gemi dünya etrafında dolaşırken deniz suyu sıcaklığı -3°C ile +30°C arasında değişebilmektedir.

Gemilerde kullanılan ve kullanılma potansiyeli olan atık ısı geri kazanım sistemleri aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Rankine Çevrimi
- Organik Rankine Çevrimi
- Kalina Çevrimi
- Güç Türbini
- Termoelektrik Jeneratör
- Kombine sistemler

Rankine çevrimi (RC), iş akışkanı olarak suyun kullanıldığı kapalı bir termodinamik çevrimdir. Buhar esaslı termodinamik sistemler, yüzyılı aşkın bir süredir enerji üretimi için kullanılmaktadır. Buhar türbininin denizcilik endüstrisindeki ilk kullanımını, 1894 yılında *SS Turbinia* gemisi ile başlamış ve o günden sonra hem ana tahrik hem de yardımcı güç üretimi için kullanılmıştır. Günümüzde ise gemilerdeki ana tahrik kaynağı olarak dizel makineler kullanılmakta olup buharlı RC sadece ısı kazanımı için tercih edilmektedir [14]. Genel olarak, tek basınçlı buharlı RC sistemi ile daha verimli fakat karmaşık çift basınçlı buharlı RC sistemi olmak üzere iki tip buharlı RC bulunmaktadır [16, 17]. Ma vd. [18] tarafından yapılan tek basınçlı buharlı RC uygulamasında, egzoz gazı kazanında dar boğaz sıcaklık farkı 22°C olan ve 8 bar'lık buharlaşma basıncı ile tam makine yükünde maksimum elektrik gücünün elde edildiği gösterilmiştir. Daha karmaşık çift basınçlı buharlı RC sistemi ile ilgili olarak, yüksek basınçlı (HP) ve düşük basınçlı (LP) aşamalardaki buhar basınçlarının sırasıyla 10-11 bar ve 4-5 bar olması önerilmektedir. Kazan borularındaki sülfürik asit korozyonunu önlemek için düşük doymuş sıcaklığa sahip LP buharı, egzoz gazı ile değil ceket suyu ve süpürme havası gibi ilave atık ısı kaynakları ile önceden ısıtılmalıdır. Benvenuto vd. [19] tarafından, düşük basınçlı suyun ön ısıtması ve buharlaştırılması için ısı kaynağı olarak süpürme havasının kullanılmasını önerilmiştir.

Organik Rankine Çevrimi (ORC) sisteminin temeli, buharlı RC'ye dayanmaktadır. ORC sistemindeki temel fark, iş akışkanı olarak su yerine hidrokarbon gazlar ve soğutucu akışkanlar gibi organik iş akışkanlarının kullanılmasıdır. Bir ORC tesisinin yerleşimi, Rankine tesisine benzerdir ve aynı temel bileşenlere sahiptir. Bununla birlikte bir ORC tesisi, optimum çevrim verimliliği ve azaltılmış ısı kayıpları elde etmek için birçok farklı yapıda düzenlenebilmektedir. Organik sıvıların özgül buharlaşma ısısı suyunkinden çok daha düşük olduğu için orta kalite ısı kaynakları için genellikle en iyi verim ve en yüksek güç çıkışı

organik iş akışkanı kullanan ORC sistemleri ile elde edilmektedir [14]. ORC sistemi kurulmasında en temel problem uygun bir iş akışkanının seçilmesidir. İş akışkanı seçilirken birçok faktör dikkate alınmalıdır. Buharlaşma ve yoğuşma özellikleri gibi termodinamik faktörler çevrim verimini ve net güç çıkışını belirlemektedir. Seçilen iş akışkanının küresel ısınma potansiyeli ve ozon tüketme potansiyeline bakılarak çevre dostu olma konusuna da önem gösterilmelidir. Ayrıca, toksisite, yanıcılık, aşındırıcılık ve kimyasal kararlılık gibi güvenlik konuları da dikkate alınmalıdır. Dolayısıyla, iş akışkanı seçimi pratik bir uygulamada bu gereksinimleri karşılayan bir optimizasyon sürecidir [17].

ORC sisteminde su yerine organik iş akışkanları kullanılmasının birçok avantajı bulunmaktadır. Organik iş akışkanları daha düşük özgül buharlaşma ısısına sahiptir ve buharlaşma için daha az miktarda ısı gerektirmektedir. Buharlaşma işlemi daha düşük basınç ve sıcaklıklarda gerçekleşmektedir. Genleşme işlemi buhar bölgesinde sona ermekte ve bu nedenle türbin bıçakların aşınma riskinden kaçınmak için aşırı ısınmaya pek gerek kalmamaktadır. Buharlaşma ve yoğuşma arasındaki daha küçük sıcaklık farkı, basınç düşme oranının çok daha küçük olmasına sebep olmakta ve dolayısıyla basit tek kademeli türbinlerin kullanılmasına olanak sağlamaktadır. Genel olarak ORC, atık ısı geri kazanım sistemleri için büyük bir potansiyel sunmakta ve genel tesis verimini arttırmaktadır. ORC sistemi, hem düşük kaliteli hem de orta kaliteli ısı enerjisinden faydalanmak için tasarlanabilmektedir. Taşıma ve depolamada kimyasal olarak kararlı ve güvenli olan özenle seçilmiş bir iş akışkanı ile ORC, daha yüksek sistem verimliliği sayesinde iyi bir çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır [14].

Kalina çevrimi (KC), 1983 yılında Dr. Alexander Kalina tarafından amonyak-su karışımına dayanan termodinamik güç çevrimi olarak önerilmiştir [20]. Esasen RC'nin modifiye edilmiş bir şekli olan KC, çeşitli uygulamalar için daha iyi bir verime sahiptir. KC'de iş akışkanı olarak, belirli konsantrasyon oranında amonyak ve su karışımı kullanılmaktadır. KC'nin su bazlı RC'ye kıyasla donma sıcaklıklarının altında çalışma kabiliyeti sunması önemli bir avantajıdır. Amonyak-su karışımı düşük donma sıcaklığına sahiptir ve yoğuşma sıcaklıkları kutup bölgeleri gibi soğuk yerlerde çalışan gemiler için cazip bir alternatif olmaktadır. Bununla beraber KC'nin güvenlik, kimyasal kararlılık ve korozyon problemleri gibi bazı dezavantajları bulunmaktadır. Fakat, amonyak yeterli oranda seyreltildiğinde ekolojik olarak güvenli ve zararsızdır [14, 17].

Günümüzde, hemen hemen tüm orta ve büyük dizel makineler, hem performansı iyileştirdiği hem de emisyonlarını düşürdüğü için turboşarj ile donatılmaktadır. Bir turboşarj,

ortak bir shaft üzerindeki bir türbin ve bir kompresörden oluşmaktadır. Egzoz gazındaki ısı enerjisini güce çevirmekte ve bu enerji ile ortam havasını sıkıştırmak için kompresörü tahrik etmektedir. Sıkıştırma ile ısıtılan hava, sıcaklığı azaltan ve yoğunluğu arttıran bir soğutucudan geçmekte ve daha sonra makinenin emme manifolduna daha yüksek basınçta verilmektedir. Böylece, makine silindirlerine giren hava miktarı daha fazla olmakta ve bu durum daha fazla yakıtın yanmasını mümkün kılmaktadır. Sonuç olarak makine, daha fazla güç üretmiş olmaktadır. Esasen turboşarj donanımı, gemi ana makinelerinde standart olarak bulunan bir atık ısı geri kazanım sistemi olarak da düşünülmektedir [21]. Güç türbini (PT) sisteminde egzoz gazının bir kısmı turboşara, bir kısmı da egzoz gazı türbinine gönderilmekte ve bu türbine bağlı bir jeneratör ile elektrik enerjisi elde edilmektedir. Atık ısı geri kazanım sistemi olarak PT'nin, MAN firması tarafından sunulan teknik makalede ana makine boyutuna bağlı olarak %3 ile %5 oranında atık ısı geri kazanımı sağlayacağı bildirilmiştir [8]

Termoelektrik üretimi, 1821'de T.J Seebeck tarafından keşfedilen *Seebeck Etkisi*'ne dayanmaktadır. Temel çalışma prensibi, birbiriyle temas eden iki farklı iletken veya yarı iletken arasındaki sıcaklık farkı ile bir voltaj farkı oluşturmasıdır. Isıl çiftler (thermocouple) gibi termoelektrik modüller, termal enerjiyi doğrudan elektrik enerjisine dönüştüren elemanlardır. Daha basit haliyle, bir ısıl çift, elektriksel olarak seri, termal olarak paralel bağlanmış n-tipi ve p-tipi elemanlarından oluşmaktadır. Termoelektrik malzeme boyunca bir sıcaklık gradyanı, elektron yükü taşıyıcılarını sıcaktan soğuk bağlantı tarafına doğru yönlendirmekte ve bir voltaj üretmektedir. Termoelektrik voltajın ve üretilen gücün büyüklüğü, sıcak ve soğuk bağlantıların sıcaklık farkına, yarı iletken malzemelerin özelliklerine ve dış yük direncine (veya elektrik akımına) bağlıdır. Her ısıl çift bir pil hücresi gibi çalışır ve üretim gereksinimlerine bağlı olarak istenen miktarda voltaj veya akım verecek şekilde seri veya paralel olarak düzenlenebilmektedir [14, 21-23]. ABD Enerji Bakanlığı, TEG malzemelerin gelişimine bağlı olarak dizel enerji santralleri için %5-10 kazanım beklemektedir [24]. Barma vd. [25] tarafından yapılan çalışmada, 235 K'lık sıcaklık farkıyla çalışan bir TEG modülü (n-tipi Bi₂Te₃ ve p-tipi (Bi, Sb) 2Te₃) için maksimum %4'lük bir elektrik verimi elde edildiği bildirilmiştir. Kristiansen vd. [26] tarafından yapılan çalışmada gemi atık yakma fırınları için TEG kullanılmasının %6.8'lik iyileşme sağlayacağı belirtilmiştir. Arica *ECOMARINE* projesi kapsamında TEG ile atık ısı geri kazanımı için deneysel bir kurulum hazırlanmış ve ilk hesaplamalar neticesinde kaynak ve kuyu arasındaki 220°C sıcaklık farkı için %6.4'lük bir dönüşüm verimi elde edildiği belirtilmiştir [27].

Yukarıda sunulan her bir bireysel sistem, verimli çalışma için belirli bir ısı kaynağı sıcaklık aralığına sahiptir. Her bir teknoloji, ilgili geminin özelliklerine, geri kazanım potansiyeline ve verimlilik hedeflerine bağlı olarak tek bir atık ısı geri kazanım sistemi olarak veya farklı teknolojilerin bir kombinasyonu olarak uygulanabilmektedir. Kombine sistemler, atık ısı miktarı ve kalitesine bağlı olarak çeşitli kaynaklardan en iyi verim için bir esneklik sağlamaktadır. Kombine sistemlerden biri olan MAN Diesel&Turbo tarafından geliştirilen buhar türbini-güç türbini kombine atık ısı geri kazanım sistemi yaklaşık %8 ile %11 oranında atık ısı kazanılacağı bildirilmiştir [8]. Benvenuto vd. [19] yaptıkları çalışmada, önceki sistemle karşılaştırıldığında toplam tesis verimi yaklaşık %2.5'lik arttıran bir ST-PT sistemi modeli önermişlerdir. Wartsila [28] da benzer bir sistemin %5.5 tesis verimi ile %10 yakıt tasarrufu sağladığını bildirmiştir. Kombine atık ısı geri kazanım sistemi tasarlanırken her sistem, farklı ısı kaynakları için mümkün olan en iyi ısı geri kazanımını sağlayacak şekilde seçilmeli ve birlikte çalışmak üzere optimize edilmelidir. Belirli bir gemi için uygun teknolojilerin seçimi, gemiye monte edilen makine sistemlerine, mevcut atık ısı enerjisinin kalitesine ve miktarına bağlı olarak o gemiye özel olabilmektedir. Bununla beraber, boyut ve yer sınırlamaları, eklenen sistem karmaşıklığı, seyir rotası ve geminin ticaret modeli gibi diğer faktörler de seçim kararını etkilemektedir. Kombine sistemlerin en büyük dezavantajı ise farklı yöntemler beraber kullanıldığı için yatırım maliyetlerinin oldukça yüksek olmasıdır [14].

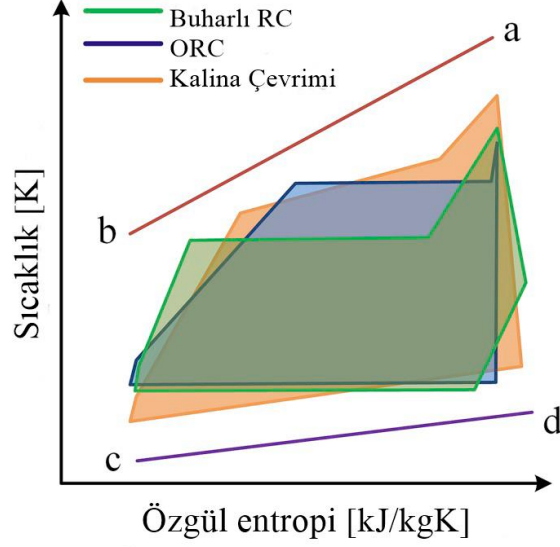
1.7. Atık Isı Geri Kazanım Sistemlerinin Karşılaştırılması

Literatür incelendiğinde, atık ısı geri kazanım sistemlerini karşılaştıran çalışmalar bulunmaktadır. Andreassen vd. [5] yaptıkları çalışmada gemi ana makinesinden atık ısı geri kazanımı için geleneksel çift basınçlı buharlı RC ile ORC sistemini karşılaştırmışlardır. Bir konteyner gemisi için yapılan çalışmada yüksek kükürt ve düşük kükürt oranlı yakıtlar kullanılmış ve farklı makine yükleri için analizler gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın sonuçları, reküperatör kullanımına izin veren ve yüksek verimli türbin tasarımları sağlayan organik iş akışkanı ile çalışan ORC sisteminin, buharlı RC'ye kıyasla daha avantajlı olduğunu göstermektedir. Egzoz gazı ısısının tamamı veya büyük bir kısmının servis buharı üretimi için kullanıldığı gemiler için ORC ünitesi, süpürme havası ve ceket suyu ısısı gibi daha düşük sıcaklık kaynaklarını kullanabilirken bir buharlı RC ünitesinde bu mümkün olamamaktadır. Ayrıca, buharlı RC işleminde düşük kükürtlü yakıt durumunun, yüksek

kükürtlü yakıt durumuna kıyasla %18 daha fazla güç ürettiği ve bunun ORC sisteminde %33 olduğu belirtilmiştir. Bu durumun, düşük kükürtlü yakıt yakan gemilerde atık ısı geri kazanımı için yüksek bir potansiyel olduğu vurgulanmıştır.

Larsen vd. [29] tarafından yapılan bir çalışmada iki zamanlı, düşük hızlı ve turboşarjlı bir gemi makine modeli kullanılarak buharlı RC, KC ve ORC sistemlerinin karşılaştırması yapılmıştır. Genetik algoritma kullanılarak yapılan optimizasyon sonuçlarına göre ORC sistemi yaklaşık %7 ek güç sağlarken buharlı RC ve KC, yaklaşık %5 ek güç ile katkıda bulunmuştur. Genel olarak KC'nin denizcilik uygulamasında herhangi bir avantaj sunmadığı ve toksik iş akışkanı kullanması ve karmaşık yapıya sahip olması gibi dezavantajların olduğu ifade edilmiştir. Yüksek verime ve basit tesis düzenini sahip olan ORC sisteminin en uygun alternatif olduğu vurgulanmıştır. Bununla beraber ORC sisteminin tehlikeli ve çevreye zarar veren iş akışkanı kullanması ile denizcilik uygulamalarında nispeten test edilmemiş bir sistem olması gibi dezavantajları olduğu bildirilmiştir.

Genel olarak, buharlı RC ve ORC'nin denizcilik uygulamalarında atık ısıyı geri kazanmak için kendi avantajları ve dezavantajları vardır. Daha basit bir sistem düzeni ile organik iş akışkanının avantajlı özelliklerine sahip ORC sistemi, daha yüksek bir termodinamik verim göstermektedir. Bununla birlikte organik iş akışkanları, yüksek maliyete, yanıcılığa, ozon tüketme ve küresel ısınma potansiyeline sahiptir. Buharlı RC'de kullanılan su ise faydalı bir iş akışkanı olup servis talepleri için entegre buhar üretiminde kullanılabilir. Yüksek güç çıkışına sahip KC sistemi, nispeten karmaşık bir düzene sahiptir. Fakat ORC sisteminde ise çok daha basit bir düzen ile üstün güç çıkışı elde edilebilmektedir. KC'deki toksik amonyak suyu, gemi makine dairelerinde kullanım için sorun olarak görülmektedir. Bombarda vd. [30] KC'nin jeotermal enerji santrali gibi düşük sıcaklıklı kaynaklar için ORC'ye göre daha uygun olduğu belirtilmiş, düşük güç seviyesi ve orta ile yüksek sıcaklıktaki termal kaynaklar için daha basit tesis yerleşimi ve daha küçük ısı eşanjörleri nedeniyle ORC çevrimi önerilmiştir. Buna ek olarak, KC'den iyi bir termodinamik performans elde etmek için çok yüksek bir çalışma basıncına ihtiyaç duyulduğu vurgulanmıştır [17]. Şekil 26'da RC tabanlı atık ısı geri kazanım sistemleri olan buharlı RC, ORC ve Kalina çevrimlerine ait T-s diyagramları karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Gemi atık ısı geri kazanım sistemlerinin karşılaştırılması ise Tablo 4'te özetlenmiştir.



Şekil 19. Buharlı RC, ORC ve Kalina çevrimlerinin T-s diyagramları [17].

Yukarıdaki termodinamik karşılaştırmalara dayanarak, gemilerdeki en uygun atık ısı tesis tipini belirlemek hala kolay bir süreç değildir. Belirli bir gemi projesi için en uygun sistemin seçilmesi, yakıt verimliliği, makine dairesi alan kısıtlamaları, emisyon gereksinimleri, geminin operasyonel profili, geri ödeme süresi gibi parametrelerle beraber ilgili gereksinimlere dayalı olarak dikkatli bir değerlendirme gerektirmektedir. Geri ödeme süresinin limiti, göreceli bir kavram olup armatörler arasında farklılık gösterebilmektedir. Bununla beraber MAN firması tarafından gemideki ana makine gücüne göre önerilen atık ısı geri kazanım sistemleri aşağıdaki gösterilmiştir [8].

- Ana makine gücü > 25.000 kW → Kombine ST ve PT
- Ana makine gücü < 25.000 kW → PTG veya STG
- Ana makine gücü < 15.000 kW → PTG veya ORC

Tablo 4. Gemi atık ısı geri kazanım sistemlerinin karşılaştırılması [17].

	Buharlı RC + Güç türbini	Kalina çevrimi	ORC	Buharlı RC	Güç Türbini
Akışkan karakteristiği	Egzoz gazı ve kızgın buhar	Kimyasal kararlılık, korozyon ve toksisite problemleri	Düşük kaynama noktaları, yüksek yoğunluk, yanıcılık ve çevre sorunları	Toksik olmayan, yanıcı olmayan ve düşük viskoziteli	Yüksek sıcaklıklı egzoz gazı
Çevrim düzeni	--- ^b	Temel veya bölünmüş KC sistemi	Rejeneratif, transkritik, çift döngü veya basamaklı ORC sistemi	Tek veya çift basınçlı buhar RC sistemi	Turboşarj türbine ile paralel sistem
Çalışma parametreleri	--- ^b	Buharlaşma basıncı 100 bara kadar çıkabilir	Buharlaşma basıncı, ısı kaynağına ve iş akışkanına bağlıdır	Buharlaşma basıncı 4-12 bar arasındadır	Baypas oranı yaklaşık % 10'dur.
Boyut	Büyük	Büyük	Orta	Büyük	Çok küçük
Maliyet	Yüksek	Yüksek	Yüksek	Orta	Çok düşük
Maksimum potansiyel^a	% 8-11	% 5-8	% 5-15	% 4-8	% 3-5
Önerilen makine gücü	>25 MW	--- ^b	>250 kW	< 25 MW	< 15 MW
Üretici firmalar	MAN, Wartsila ve Mitsubishi	Sadece kara tabanlı uygulamalarda rapor edilmiştir.	Opcon, Turboden ve Calnetix	ABB, MAN, Mitsubishi ve Wartsila	ABB, MAN ve Mitsubishi
Notlar	Olgun teknoloji	Amonyak-suyun toksisitesi ana engeldir	Farklı kaynaklardan gelen atık ısı birlikte veya ayrı ayrı geri kazanılabilir	Sadece % 40 SMCR'nin üzerindeki ana makine yüklerinde çalışır	Sadece % 50 SMCR'nin üzerindeki ana makine yüklerinde çalışır

^a Maksimum potansiyel, ana makine gücüne göre elektrik gücünün yüzdesidir ve bu değer çevrim yapılandırılmasına, makine tipine ve boyutuna bağlıdır.

^b Bilgi mevcut değil

Atık ısı geri kazanım tesisi seçiminde, sistemin yeni inşa edilen bir gemiye mi yoksa mevcut bir gemiye mi kurulacak olması da önemli bir konu olarak değerlendirilmektedir. Bilindiği gibi, geminin ekonomik ömrüne bağlı olarak atık ısı geri kazanım sistemi kurulması farklılık gösterebilmektedir. Ayrıca, yeni inşa edilen bir geminin erken tasarım aşamalarında, tüm atık ısı geri kazanım sistemleri için daha geniş bir optimizasyon yapılabilirken mevcut gemiler için sınırlı bir müdahale yapılabilmektedir. Bu konu, Altosole vd. [31] tarafından ele alınarak yeni inşa ve mevcut gemiler için atık ısı geri kazanım sistemi kurulmasının karşılaştırılması yapılmıştır. Çalışma sonucunda buhar türbini tarafından üretilen ortalama elektrik gücü, yeni inşa edilen gemi için mevcut gemiyi güçlendirme çözümü tarafından üretilen ortalama değer 2.24 katı olduğu tespit edilmiştir. Yeni tasarım çözümünün yakıt tasarrufu, diğerine göre yaklaşık 2.35 kat daha fazla olarak elde edilmiştir. Fakat maliyet açısından bakıldığında yeni gemi için maliyet diğerine göre yaklaşık %60 daha fazladır. Bununla beraber yeni gemiye kurulan atık ısı tesisinin ürettiği elektrik gücü daha fazla olduğu için geri ödeme süresi yaklaşık %30 daha az olarak belirlenmiştir.

Atık ısı geri kazanım sistemlerinin gemilerde ticari kullanımları her geçen gün artmakta olup araştırmacılar ve firmalar tarafından ciddi ARGE çalışmaları yapılmaktadır. Olgun bir teknoloji olarak güç türbini-buharlı RC kombinasyonu, birçok gemi üreticisi tarafından kullanılmaktadır. Mitsubishi [32], egzoz gazının türbin girişinden ekonomizere baypas edilmesiyle beraber bir buharlı RC'nin, buhar miktarını ve aşırı ısınma sıcaklığını artırabildiğini ve güç üretiminin temel buharlı RC düzeninin 1.5-1.8 katı olduğunu belirtmektedir. Ayrıca baypas edilen egzoz gazı için bir güç türbini kullanılması ile toplam güç üretiminin geleneksel olanın 2.4-2.8 katı olacağını öne sürmektedirler. Makine tipine, boyutuna ve sınıfına bağlı olarak, MAN Diesel&Turbo [8] maksimum elektrik geri kazanımının (SMCR'nin yüzdesi olarak) güç türbini ile %3-5, tek basınçlı buhar türbini ile %4-7, çift basınçlı buhar türbini ile %8-10 ve güç ve buhar türbinleri kombinasyonu ile %8-11 arasında olduğunu bildirmiştir. ABB firması güç türbini kullanılmasının ana makine gücüne bağlı olarak %4.5'e kadar elektrik gücü üreteceğini belirtmiştir [17].

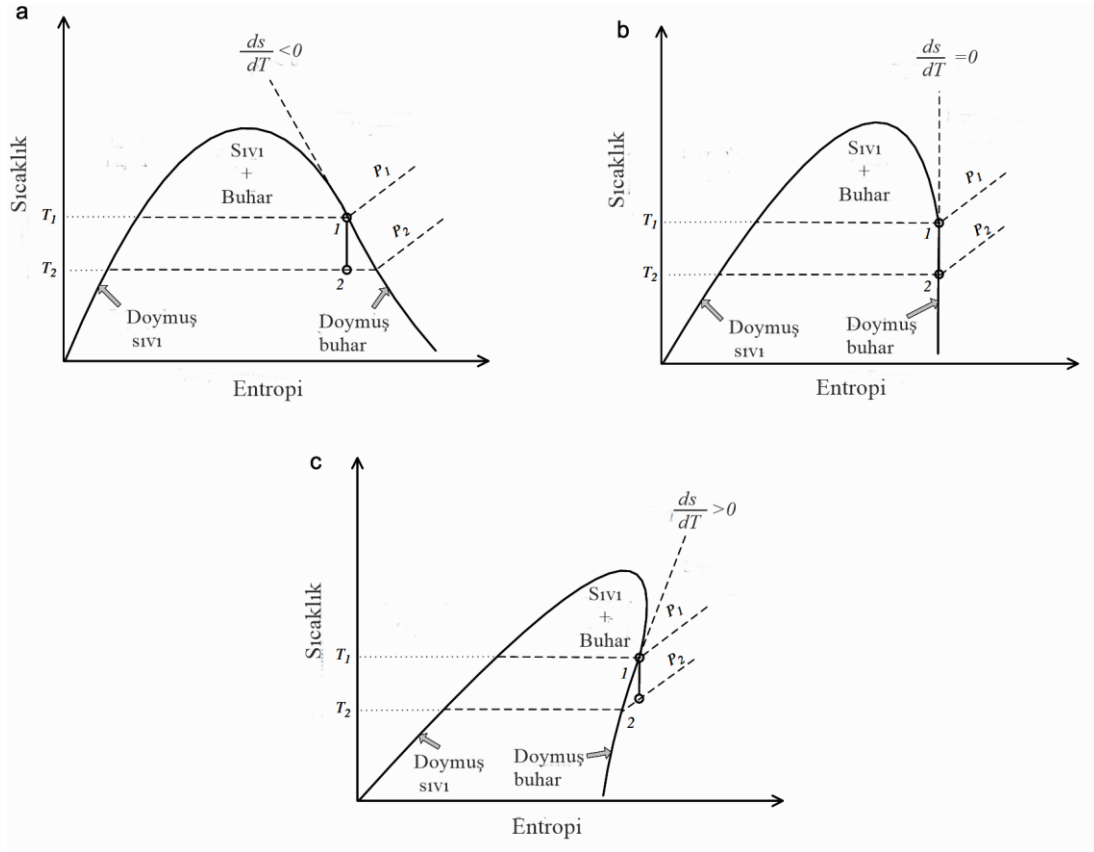
Yukarıda belirtildiği gibi buharlı RC, güç türbini ve bunların kombinasyonu günümüzde ticari olarak üretilip kullanılmaktadır. Bununla beraber, akademik araştırmaları yapılan ORC sisteminin gemilerde kullanımı için prototip veya konsept tasarımları yapılmaya başlanmıştır. İsveç Enerji Ajansı'nın desteğiyle Wallenius Marine ile işbirliği yapan Opcon, gemilerden düşük dereceli atık ısıyı ORC sistemi ile geri kazanmayı amaçlayan Opcon Powerbox'ın iki versiyonunu geliştirmiştir. Şirket, atık ısı kaynakları

olarak süpürme havası ve ceket suyu kullanılan 15 MW'lık bir gemiye kurulan Opcon Powerbox'ın yakıt tasarrufunun %3-6 civarında olduğu iddia etmektedir. Wartsila ve Turboden arasında ORC teknolojisine dayanan “Wartsila Gemi Makine Kombine Çevrimi” ürününü ortaklaşa geliştirmek, pazarlamak ve dağıtmak için özel bir anlaşma imzalanmıştır. Calnetix Technologies ve Mitsubishi Heavy Industries, ana makine ceket suyu atık ısını kullanı ve şebeke kalitesinde elektrik enerjisine dönüştürebilen 125 kW'lık bir ORC sistemi geliştirmiştir. Ayrıca 2016 yılında iş akışkanı olarak R245fa kullanılarak yapılan prototip, Arnold Maersk konteyner gemisine kurulmuştur [17].

Mevcut tüm teknolojiler arasında ORC sistemi, yüksek verimliliği, sistem sadeliği ve güvenilirliği nedeniyle orta ve düşük sıcaklıkta ısı kaynakları kullanımı için umut verici bir enerji dönüşüm teknolojisi olduğunu kanıtlamıştır. Geleneksel buharlı RC'den türetilen ORC günümüzde teknik olarak uygun kabul edilmektedir. Ayrıca, ORC çalışmaları ve trendleri hakkında Imran vd. [33] tarafından yapılan istatistikî çalışma, ORC çalışmalarının artarak devam ettiğini göstermektedir.

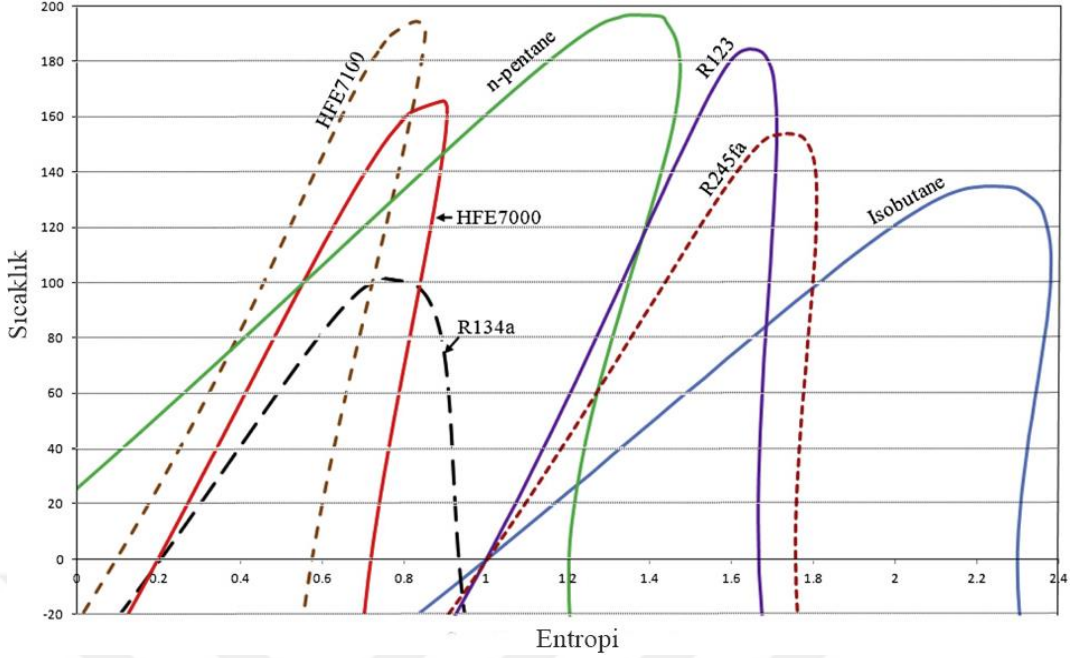
1.8. ORC'de İş Akışkanı Seçimi

Düşük sıcaklıklı kaynakların kullanıldığı ORC uygulamalarında çevrim veriminde büyük bir ekiye sahip olan iş akışkanı seçimi önemli bir süreçtir. İş akışkanları birçok farklı özelliğe göre kategorize edilmekle beraber genel olarak en çok tercih edilen özellik doyma buhar eğrisidir. Bu özellik, akışkanın uygulanabilirliğini, çevrim verimliliğini ve bir enerji üretim sistemindeki ilgili ekipmanın yerleşimini etkilemektedir. Şekil 20'de gösterildiği gibi sıcaklık-entropi (T-s) diyagramında pozitif eğimli kuru akışkan, negatif eğimli ıslak akışkan ve eğimi sıfıra eşit olan izantropik akışkan olmak üzere üç tip buhar doygunluğu eğrisi vardır [34]. Ayrıca Şekil 21'de bazı iş akışkanlarının T-s diyagramları karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.



Şekil 20. T-s diyagramları (a) ıslak (b) izantropik ve (c) kuru [34].

Su ve amonyak gibi ıslak akışkan kullanılan çevrimlerde doyma buharı eğrisi negatif eğimli olduğu için türbin çıkışında çok fazla doymuş sıvı bulunmaktadır. Türbin içinde sıvı bulunması ise hem türbin kanatlarına zarar vermekte hem de türbinin izantropik verimini azaltmaktadır. Genel olarak, bir türbinin çıkışındaki minimum kuruluk oranı %85'in üzerinde tutulmaktadır. Dolayısıyla, türbinin çıkışındaki minimum kuruluk oranını karşılamak için türbinin girişindeki akışkan aşırı ısıtılmaya ihtiyaç duymaktadır. Buhar fazındaki ısı transfer katsayısındaki azalma, ısı transfer alanı gereksinimi ve dolayısıyla aşırı ısıtıcı maliyeti önemli ölçüde artıracaktır. İzantropik ve kuru akışkanları için böyle bir risk olmadığı için genellikle aşırı ısıtıcıya gerek duymazlar [34].



Şekil 21. Bazı iş akışkanlarının T-s diyagramları [35].

İş akışkanı seçimi çok karmaşık bir süreçtir ve bu süreçte birçok parametre etkilidir. Bunlar kısaca aşağıdaki gibi özetlenebilir [36, 37];

- Isı transfer katsayısını arttırmak ve ısı değiştiricisindeki sürtünme kayıplarını azaltmak için akışkanın viskozitesi hem buhar hem de sıvı fazlarda düşük olmalıdır
- Isı değiştiricisinde yüksek ısı transfer katsayıları elde etmek için akışkanın ısı iletkenlikleri yüksek olmalıdır
- Organik akışkanlar yüksek sıcaklıklarda kimyasal ayrışma ve bozulmaya maruz kaldığından akışkanın çalışma koşulları içinde termal stabilitesi uygun olmalıdır
- Akışkan, ekipman malzemeleriyle uyumlu olmalıdır
- Küresel ısınma potansiyeli düşük olmalıdır
- Ozon tabakasının incelme potansiyeli düşük olmalıdır
- Akışkan yanıcı, aşındırıcı ve toksik olmamalı
- Akışkan bulunabilir olmalı ve maliyeti düşük olmalı
- Parlama noktası yüksek olmalı

Tez kapsamında yapılan çalışmada, ORC uygulaması için farklı organik iş akışkanları kullanılarak termodinamik performansının yanı sıra akışkanların çevresel etkisi ve tehlike

seviyeleri de dikkate alınarak özgün bir seçim stratejisi uygulanacaktır. Dolayısıyla iş akışkanlarının çevresel etkisi ve tehlike seviyeleri aşağıdaki bölümlerde ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

1.8.1. İş Akışkanlarının Çevresel Etkisi

Genel olarak bir organik akışkanın çevresel etkisi, küresel ısınma potansiyeli (Global Warming Potential-GWP) ve ozon tüketme potansiyeli (Ozone Depletion Potential-ODP) ile değerlendirilmektedir. Dolayısıyla ODP'si çok düşük olan ya da sıfır olan ile düşük GWP'li iş akışkanları tercih edilmelidir.

Üç oksijen atomuna sahip bir molekül olan ozon, zehirli bir gaz olup solunduğunda ölüme neden olabilmektedir. Dünya yüzeyinden yaklaşık 11 km yukarıda bulunan ozon tabakası dünyanın stratosferini çevrelemektedir. Bu katman dünyayı, güneşten gelen zararlı ultraviyole radyasyona karşı korumak için bir kalkan görevi görmekte olup yeryüzündeki yaşam, bu katman sayesinde binlerce yıldır korunmaktadır [38].

Ozon tabakası, tehlikeli ultraviyole B (UV-B) radyasyonunun çoğunu emerek güneşin tüm zararlı ultraviyole ışınlarını etkili bir şekilde perdelemektedir. Dolayısıyla ozon tabakasının bu koruyucu yapısının herhangi bir zarar görmesi çevreye ve dünyadaki yaşama büyük zararlar verebilmektedir. UV-B radyasyonuna maruz kalınması insanda katarakt gibi göz hasarlarına, cilt kanserine sebep olabilmekte ve hastalık riskini artırabilmektedir. Ayrıca, bitki büyüme hızını azaltabilmekte ve ekosistemin dengesini bozabilmektedir.

Ozon tüketme ve sera gazı salımında önemli bir etkiye sahip olan halokarbonlar, karbon ve en az bir tane halojenden (flor, klor, iyot ve brom) oluşan ve çoğunlukla insan yapımı gazlardır. Genellikle endüstriyel amaçlar için yapay olarak üretilen halokarbonlar ilk olarak 1928'de sentezlenmiştir. Halokarbon grubu, kloroflorokarbonlar (CFC'ler), hidro-kloroflorokarbonlar (HCFC'ler) ve hidro-florokarbonlar'dan (HFC'ler) oluşmaktadır [38].

Bir klor atomununun 100.000 ozon molekülünü yok edebileceğinden, bir bileşiğin klor içeriği ne kadar yüksekse, ozon tabakasına etkisi de o kadar çok olacaktır. CFC'ler, HCFC'den daha fazla klor içeriğine sahip olduğu için CFC'lerin ozon incelmeye için daha yüksek potansiyeli bulunmaktadır. Ozon tahribatı genellikle, ozon tükenme potansiyeli (ODP) olarak adlandırılan ve trikloro-floro-metanın (R-11) ODP'sine dayanan karşılaştırmalı bir birimle ölçülür. R11'in ODP'si 1 olarak kabul edilmektedir [38].

Ozon tabakasına korunmasını sağlamak amacıyla 1987 yılında 30 ülkenin bir araya gelmesiyle Montreal Protokolü imzalanmıştır. Daha sonra yeni bilimsel değerlendirmelerin yapılması ve gerekli önlemlerin alınması için farklı şehirlerde birkaç konferans daha düzenlenmiştir. Günümüzde birçok ülkenin taraf olduğu Montreal Protokolü, çevre konusunda oluşturulmuş en başarılı çok taraflı anlaşma olarak tanımlanmaktadır [39]. Montreal Protokolü'ne göre birçok zararlı kimyasal kaldırılmış veya gelecekte aşamalı olarak kaldırılması istenmektedir.

Güneş ışınları dünyaya ulaştığında, yaklaşık % 30'u uzaya geri yansıtılırken geri kalanı sera gazları tarafından tutulmakta ve dünyamızı ısıtmaktadır. Esasen sera gazlarının bu davranışı insanoğlunun hayatta kalabilmesi için çok önemlidir. Fakat atmosfere salınan sera gazlarında meydana gelen aşırı artış, atmosferik sıcaklıkların artmasına ve bunun sonucunda uzun vadeli iklim değişikliklerine yol açmaktadır. Akışkanların emdiği enerji miktarı, küresel ısınma potansiyeli (GWP) adı verilen bir indeks ile ölçülmektedir. Gazlar, değişen miktarlarda kızılötesi ışınları emmektedir. Ayrıca atmosferde farklı zaman dilimleri için kalmakta ve atmosferik kimyayı farklı şekillerde etkilemektedir. GWP, bir gazın 100 yıllık bir süre içinde karbondioksit (CO₂) göre absorbe edebileceği kızılötesi radyasyon miktarıdır. Referans akışkan olan CO₂ için GWP değeri 1 olarak kabul edilmektedir [38].

Sera gazlarının neden olduğu küresel ısınmanın önlemesi ile ilgili en önemli anlaşma Kyoto Protokolüdür. Kyoto Protokolü ilk olarak 11 Aralık 1997 yılında Japonya'nın Kyoto şehrinde görüşülmüş ve 16 Şubat 2005 yılında yürürlüğe girmiştir. Günümüzde 191 ülke ve Avrupa Birliği'nin taraf olduğu protokole ABD ve Kanada gibi gelişmiş ülkeler taraf değildir. Türkiye ise 26 Ağustos 2009 tarihinde Kyoto Protokolü'ne taraf olmuştur. Protokolün temel amacı, aralarında HFC'lerin de bulunduğu sera gazı salımlarının azaltılmasıdır [40].

Yukarıda verilen iki temel sorun nedeniyle bazı akışkanların kullanımı kaldırılmış veya gelecekte kaldırılması kabul edilmiştir. ORC uygulamaları için potansiyel olabilecek CFC'ler, gelişmiş ülkelerde 1996 ve gelişmekte olan ülkelerde ise 2010'da aşamalı olarak kaldırılmıştır. CFC'lere ilk alternatif olarak HCFC'lerin ODP ve GWP değerleri CFC'lerden daha düşük olmakla beraber nispeten yüksek seviyelerde olduğu için sırasıyla gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerde 2020 ve 2030 yılına kadar aşamalı olarak kaldırılacaktır [38].

Günümüzde soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde CFC ve HCFC akışkanlarının başlıca ikamesi olarak HFC'ler kullanılmaktadır. HFC'ler şu anda soğutucu akışkan pazarına hakim olsalar da, yüksek bir küresel ısınma potansiyeline (GWP) sahiptirler. Örneğin, yaygın olarak kullanılan R245fa'nın GWP'si 950'dir. CFC'ler ve HCFC'lerin küresel olarak

aşamalı olarak kaldırılmasından sonra, ülkeler artık HFC emisyonlarını Montreal Protokolü'nün düzenleyici rejimine dahil ederek aşamalı olarak azaltmayı hedeflemektedir [41].

Hidrokarbon (HC) ve hidrofloroolefinler (HFO) son yıllarda oldukça dikkat çeken akışkanlar olarak karşımıza çıkmaktadır. Avrupa'daki bazı otomotiv üreticileri, klima sistemi için ana soğutucu olarak kademeli olarak R1234yf'i benimsemeyi planlamaktadır. R1234yf ve R1234ze (E) gibi HFO'lar, buhar kompresyon sistemlerinde R134a'nın yerini almaya başladığından bu akışkanlar ORC uygulamaları için potansiyel oluşturmaktadır [41]. Tablo 5'te gruplara göre akışkanların ODP ve GWP değeri ile kullanım durumları gösterilmiştir.

Tablo 5. Bazı iş akışkanlarının çevresel etkileri ve kullanım durumları [38,41]

Grup	Akışkan	ODP	GWP	Kullanım durumu
CFC	R11	1	3800	Gelişmiş ülkelerde 1996'da kaldırıldı. Gelişmekte olan ülkelerde 2010'da kaldırıldı.
	R12	1	8100	
	R113	0.8	4800	
HCFC	R22	0.055	1500	Gelişmiş ülkelerde 2020'de kaldırıldı. Gelişmekte olan ülkelerde 2030'a kadar aşamalı olarak kaldırılacak.
	R123	0.02	90	
	R141B	0.11	630	
HFC	R134a	0	1550	Serbest
	R236ea	0	1200	
	R245fa	0	950	
HC	R600a (izobütan)	0	20	Serbest
	R290 (Propan)	0	3	
HFO	R1234yf	0	4	Serbest
	R1234ze[E]	0	6	

1.8.2. İş Akışkanlarında Tehlike Seviyesi

İş akışkanlarının tehlike seviyeleri Tehlikeli Madde Tanımlama Sistemi (HMIS-Hazardous Materials Identification System) kullanılarak değerlendirilmiştir. HMIS, Amerikan Boya Derneği tarafından geliştirilen ve maddelerin tehlike derecelerini sayısal olarak ifade eden bir sistemdir. Sağlık, yanıcılık ve reaktivite tehlikeleri olmak üzere üç temel tehlike tanımlanmış ve her bir tehlike farklı bir renk barı ile gösterilmiştir. Tehlikeler 0 ile 4 arasında derecelendirilmiştir. Bunun yanı sıra, ilgili madde ile çalışılırken ne tür koruyucu ekipmanların kullanılacağını gösteren kişisel koruyucu ekipman bilgisi de sunulmaktadır [42-44]. Renk etiketi ve tehlike seviyeleri Şekil 22’de gösterilmiştir .



Şekil 22. HMIS etiketi ve tehlike dereceleri

Sağlık derecelendirmesi, göreceli bir toksisite indeksidir. Bilindiği gibi toksik madde, yaşamı tehlikeye atma, kısa veya uzun süreli hastalık veya yaralanma yaratma veya başka sağlık sorunlarına neden olma potansiyeline sahip olan maddedir. Bir malzemenin sağlık tehlike derecelendirmesi, zarar potansiyeli ve göreceli toksisite değerlendirilerek belirlenir. Yangın derecesi, NFPA 704'te belirtilen kriterler kullanılarak ilgili malzeme veya malzeme karışımının zarar potansiyeli ve göreceli yanıcılığı değerlendirilerek belirlenir. Reaktivite tehlike derecesi, NFPA 704'te belirtilen kriterler kullanılarak ilgili malzeme veya malzeme karışımının potansiyel zararının ve nispi reaktivitesinin değerlendirilmesiyle belirlenir. Bu kategorideki kimyasallar kendiliğinden tepkimeye girebilir veya işyerinde yaygın olarak karşılaşılan diğer malzemelerle tepkimeye girebilir. Bu kategorideki reaktivite, genellikle ısı ve basınç şeklinde hızlı enerji salımını ve/veya oldukça tehlikeli ürünlerin salınmasını içermektedir [42].

1.9. Tez Kapsamında Kullanılan Yöntemler

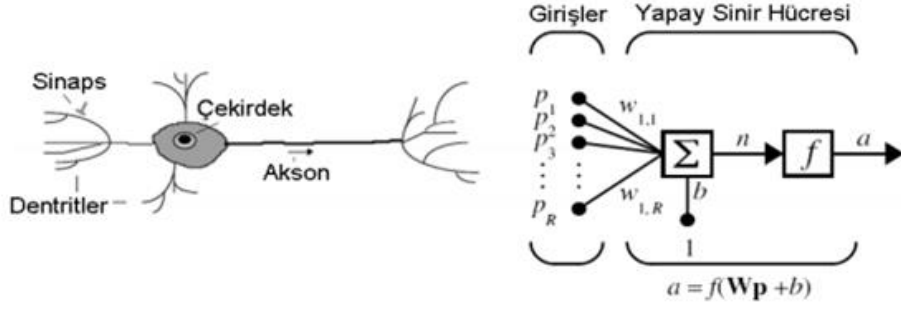
Yapay zeka ile donatılmış bir makine veya otonom bir mekanizma oluşturmak, çeşitli bilim ve mühendislik alanlarında çalışan araştırmacılar için popüler konulardan biridir. Yapay sinir ağları (YSA) ile ilgili ilk makaleler 50 yıldan fazla bir süre önce yayınlansa da, bu konu 90'ların başında derinlemesine araştırılmaya başlanmış ve hala muazzam bir araştırma potansiyeline sahiptir. YSA, akıllı sistemler veya yapay zeka olarak bilinen alanın bir parçasıdır. Yapay sinir ağlarının yanı sıra yapay zeka; bulanık sistemler, evrimsel hesaplama, sürü zekası ve yapay immünolojik sistemler gibi çeşitli alt dalları da içermektedir [45].

Tez kapsamında yapılan çalışmalarda yapay zeka yöntemlerinden yararlanılmıştır. İlk olarak gemi ana makine gücünün belirlenmesi için yapay sinir ağları kullanılmıştır. Daha sonra gerekli makine gücü belli olan bir gemi ana makinesinin seçiminde önemli olan parametrelerinin değerlendirilmesi, bulanık analitik hiyerarşi prosesi (AHP) yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. Son olarak, gemi ana makinesi belli olan bir gemiye optimum ORC tabanlı atık ısı geri kazanım sistemi kurulması için sürü zekasına dayalı çok amaçlı gri kurt algoritmasından yararlanılmıştır. Dolayısıyla bu üç farklı yöntem ile ilgili bilgiler, aşağıdaki bölümlerde sistematik bir şekilde sunulmuştur.

1.9.1. Yapay Sinir Ağları

1.9.1.1. Yapay Sinir Ağlarının Temelleri

İnsan korteksinde yaklaşık olarak 10 milyar sinir hücresi (nöron) ve 60 trilyon bağlantı noktası (sinaps) olduğu tahmin edilmektedir. Bu milyarlarca sinir hücresinin bir araya gelmesi, sinir sistemini oluşturmaktadır. Dendritler, sinapslarda üretilen sinyallerin bilgilerini toplayarak çekirdeğe iletirken, aksonlar işlenen çıktı bilgilerini diğer sinir hücrelerine taşımaktan sorumludurlar. YSA, insandaki bu mekanizmayı kullanarak çalışmaktadır [46, 47]. Şekil 23'te biyolojik ve yapay sinir ağları ve Tablo 6'da biyolojik ve yapay sinir hücrelerinin karşılaştırılması gösterilmiştir.



Şekil 23. Biyolojik ve yapay sinir ağları

Tablo 6. Biyolojik ve yapay sinir hücrelerinin karşılaştırılması

Biyolojik Sinir Hücresi	Yapay Sinir Hücresi
Sinaps	Ağırlıklar
Dendrit	Toplama fonksiyonu
Çekirdek	Aktivasyon fonksiyonu
Akson	Çıktı

Bir yapay sinir ağı, basit bilgi işlem birimlerinden oluşan ve deneysel bilgiyi depolamak ve kullanıma sunmak için doğal bir eğilime sahip olan büyük ölçüde paralel dağıtılmış bir işlemci olarak nitelendirilmektedir. Bu haliyle bir YSA, insan beynine iki açıdan benzemektedir [46];

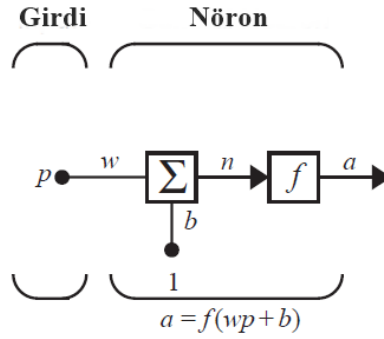
1. Bilgi, ağ tarafından bir öğrenme süreci ile ortamdan elde edilmektedir
2. Sinaptik ağırlıklar olarak bilinen nöron bağlantı kuvvetleri, edinilen bilgiyi depolamak için kullanılmaktadır.

Yapay sinir ağları; temel olarak girdi, ağırlıklar, toplama fonksiyonu, aktivasyon fonksiyonu ve çıktı olmak üzere beş elemandan meydana gelmektedir. Girdiler, çevreden veya diğer hücrelerden alınan bilgilerdir. Ağırlıklar, hücreye gelen herhangi bir bilginin hücre üzerinde etkisini gösteren elemanlardır. Toplama fonksiyonu, bir hücreye gelen tüm girdileri işleyerek net girdiyi hesaplamaktadır. Aktivasyon fonksiyonu, toplama fonksiyonundan gelen net girdiyi işleyerek hücrenin bu girdiye karşılık üreteceği çıktıyı belirlemektedir. YSA'nın son elemanı olan çıktı, aktivasyon fonksiyonu tarafından üretilen

nihai çıktı değeridir. Üretilen çıktı, dış dünyaya gönderilebileceği gibi başka bir hücreye de girdi olarak gönderilebilmektedir.

1.9.1.2. Çok Katmanlı Yapay Sinir Ağları

Burada ilk olarak çok katmanlı ağların temel yapısı olan tek bir yapay sinir hücresinin çalışmasına değinilmiştir. Şekil 24'te tek girdisi olan nöron yapısı gösterilmektedir. Burada girdi (p) ve bias (b) değerleri kendi ağırlıklarıyla çarpılarak bir toplama fonksiyonuna girmektedir. Daha sonra bu bilgi, bir aktivasyon fonksiyonundan geçerek nöron çıkışı elde edilmektedir. Daha önce değinildiği gibi biyolojik nöronla tekrar ilişkilendirirsek, ağırlık (w) bir sinaps gücüne karşılık gelmekte, hücre gövdesi toplama ve transfer fonksiyonunu içermekte ve nöron çıkışı (a) akson üzerindeki sinyali temsil etmektedir [47].



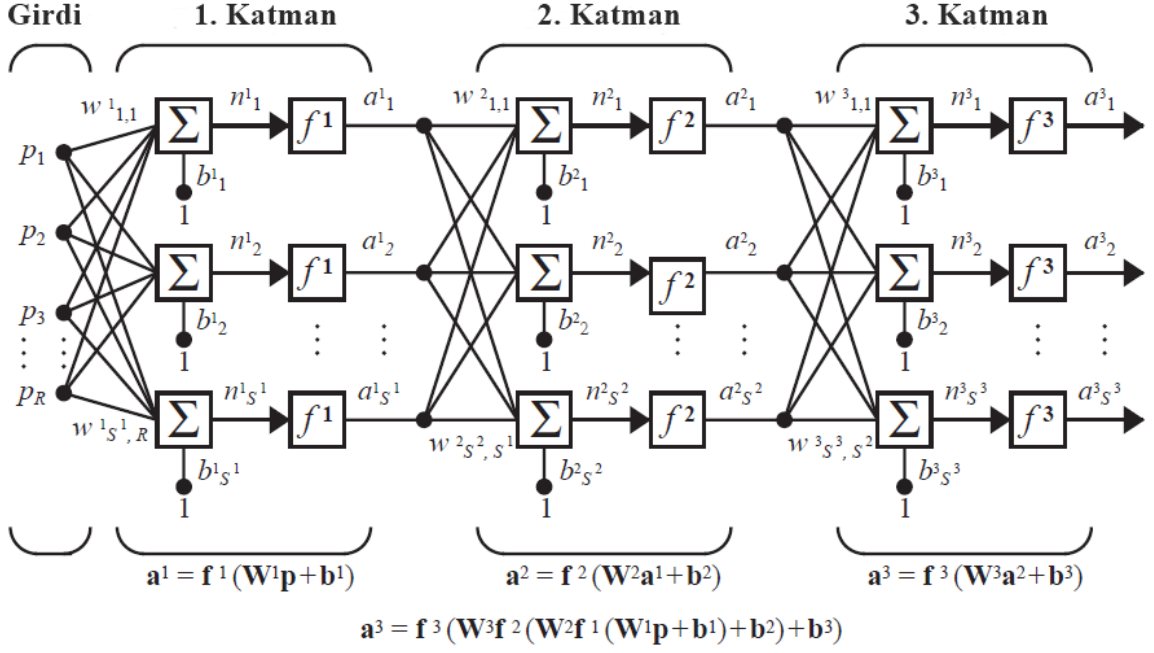
Şekil 24. Tek girdili nöron [47].

Çok katmanlı olan bir ağı yapısı ise Şekil 25'te gösterilmiştir. Çok katmanlı bir algılayıcının üç ayırt edici özelliği vardır [46]:

- Ağdaki her nöron, doğrusal olmayan bir aktivasyon fonksiyonu içerir ve genellikle sigmoid fonksiyonları kullanılır.
- Girdi ve çıktı katmanına ek olarak bir veya daha fazla gizli nöron katmanı içerir. Bu gizli nöronlar, girdilerden daha anlamlı özellikler çıkararak ağı karmaşık görevleri öğrenmesini sağlar
- Ağ, yüksek derecede bağlantı gösterir. Ağı bağlantısındaki bir değişiklik, sinaptik bağlantı popülasyonunda veya ağırlıklarında bir değişiklik gerektirir.

Her katmanın, kendi ağırlık matrisi (\mathbf{W}), bias vektörü (\mathbf{b}), net giriş vektörü (\mathbf{n}) ve çıkış vektörü (\mathbf{a}) bulunmaktadır. Şekilde gösterilen katmanları ayırt etmek için üst simge

kullanmıştır. Böylece, birinci katman için ağırlık matrisi \mathbf{W}^1 olarak ve ikinci katman için ağırlık matrisi \mathbf{W}^2 olarak gösterilmiştir [47].



Şekil 25. Çok katmanlı ağ yapısı [47].

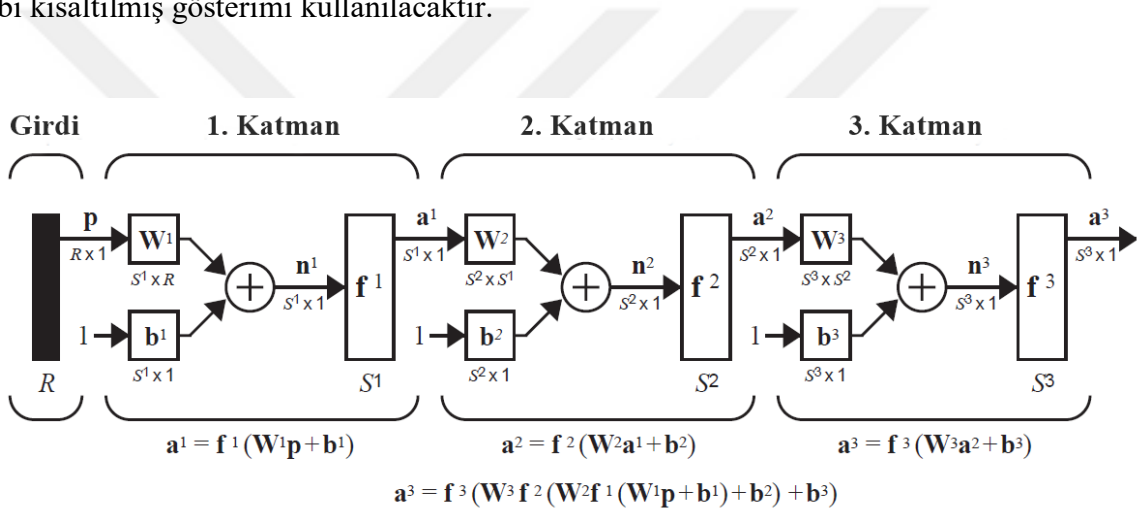
Burada, R girdi sayısını, S^1 birinci katmandaki nöron sayısını, S^2 ikinci katmandaki nöron sayısını ve S^3 üçüncü katmandaki nöron sayısını göstermektedir. Ağ çıktısının elde edildiği son katman, çıktı katmanı olarak diğer katmanlar ise gizli katman olarak adlandırılmaktadır. Yukarıdaki şekilde gösterilen ağ, bir çıkış katmanına (katman 3) ve iki gizli katmana (katman 1 ve 2) sahiptir. Ağ parametrelerinin belirlenmesi, ele alınan problem yapısı dikkate alınarak yapılmaktadır. Girdi ve çıktı nöron sayısı, problemin girdi ve çıktı sayısı ile aynı olmalıdır. Çıkış katmanı için transfer fonksiyonunun seçilmesi, çıkış sinyalinin istenen özelliklerine göre yapılmalıdır. Örneğin çıktı değerleri -1 veya 1'den oluşacaksa, basamak fonksiyonu kullanılması daha uygun olacaktır. Bununla beraber bir problem, bize gizli katmanlarda gerekli olan nöron sayısını doğrudan söylememektedir. Nöron sayısı, probleme uygun olacak şekilde denemeler yapılarak tespit edilmektedir. Gizli katman sayısı da belirlenecek diğer bir parametredir. Genel olarak iki ya da üç katman kullanılması birçok problem için yeterli olmaktadır. Dört veya daha fazla katman da nadiren

kullanılmaktadır. Bias, ağı fazladan bir değişken verdiği için ağı daha güçlü olmasını sağlamaktadır.

1.9.1.3. YSA'da Öğrenme Prosedürü

Bu bölümde temel öğrenme algoritması olan geri yayılım algoritması Hagan vd. [47] tarafından yayımlanan “*Neural Network Design*” kitabındaki notasyon sistemi kullanılmıştır. Skaler ifadeler, küçük italik harfler (a, b, c), vektörler, küçük kalın harfler ($\mathbf{a}, \mathbf{b}, \mathbf{c}$) ve matrisler, büyük kalın harfler ($\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}$) ile gösterilmiştir [47].

Geri yayılım algoritması elde edilmesi için çok katmanlı ağı Şekil 26'da gösterildiği gibi kısaltılmış gösterimi kullanılacaktır.



Şekil 26. Çok katmanlı ağı kısaltılmış gösterimi [47].

Çok katmanlı ağlar için bir katmanın çıktısı bir sonraki katmanın girdisi olmakta ve bu işlemi tanımlayan denklemler aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\mathbf{a}^{m+1} = \mathbf{f}^{m+1}(\mathbf{W}^{m+1}\mathbf{a}^m + \mathbf{b}^{m+1}) \quad m = 0, 1, \dots, M - 1 \quad (1)$$

burada M , ağdaki toplam katman sayısıdır. İlk katmandaki nöronlar, girdilerini dış ortamdan almakta ve son katmandaki nöronların çıktıları, ağ çıktıları olarak kabul edilmektedir. Bunların matematiksel gösterimi aşağıda verilmiştir.

$$\mathbf{a}^0 = \mathbf{p} \quad (2)$$

$$\mathbf{a} = \mathbf{a}^M \quad (3)$$

Çok katmanlı ağlar için geri yayılım algoritması, LMS algoritmasının geliştirilmiş halidir ve her iki algoritma da ortalama hata karesini, performans indeksini olarak kullanmaktadır. Herhangi bir problem için örnek veri seti aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$\{\mathbf{p}_1, \mathbf{t}_1\}, \{\mathbf{p}_2, \mathbf{t}_2\}, \dots, \{\mathbf{p}_Q, \mathbf{t}_Q\} \quad (4)$$

Burada \mathbf{p} , ağ için bir girdi değerini, \mathbf{t} ilgili girdiye karşılık gelen hedef çıktı değerini göstermektedir. Her bir girdi değerinin ağa uygulandıktan sonra ağ çıktısı, hedef değerle karşılaştırılmakta ve algoritma, ortalama hata karesini en aza indirmek için ağ parametrelerini ayarlamaktadır.

$$F(\mathbf{x}) = E[e^2] = E[(t - a)^2] \quad (5)$$

burada \mathbf{x} , ağ ağırlıkları ve biaslardan oluşan bir vektördür. Ağda birden çok çıktı varsa genelleme aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$F(\mathbf{x}) = E[\mathbf{e}^T \mathbf{e}] = E[(\mathbf{t} - \mathbf{a})^T (\mathbf{t} - \mathbf{a})] \quad (6)$$

LMS algoritmasında olduğu gibi ortalama kare hatası, yaklaşık olarak aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$\hat{F}(\mathbf{x}) = \left((\mathbf{t}(k) - \mathbf{a}(k))^T (\mathbf{t}(k) - \mathbf{a}(k)) \right) = \mathbf{e}^T(k) \mathbf{e}(k) \quad (7)$$

burada k iterasyon sayısıdır. Yaklaşık ortalama hata karesi için en dik iniş algoritması (steepest descent algorithm) kullanılarak ağırlık ve bias güncelleme işlemi aşağıdaki gibi yapılmaktadır.

$$w_{i,j}^m(k+1) = w_{i,j}^m(k) - \alpha \frac{\partial \hat{F}}{\partial w_{i,j}^m} \quad (8)$$

$$b_i^m(k+1) = b_i^m(k) - \alpha \frac{\partial \hat{F}}{\partial b_i^m} \quad (9)$$

burada α öğrenme oranıdır. Hata, gizli katmanlardaki ağırlıkların dolaylı bir fonksiyonu olduğundan türevleri hesaplamak için kalkülüs zincir kuralı kullanılmaktadır. Dolayısıyla kısmi türev ifadeleri aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$\frac{\partial \hat{F}}{\partial w_{i,j}^m} = \frac{\partial \hat{F}}{\partial n_i^m} \times \frac{\partial n_i^m}{\partial w_{i,j}^m} \quad (10)$$

$$\frac{\partial \hat{F}}{\partial b_i^m} = \frac{\partial \hat{F}}{\partial n_i^m} \times \frac{\partial n_i^m}{\partial b_i^m} \quad (11)$$

Bu denklemlerdeki ikinci terim, m katmanına ait net girdi değeri olduğu için aşağıda gösterildiği gibi kolayca hesaplanabilmektedir.

$$n_i^m = \sum_{j=1}^{s^{m-1}} w_{i,j}^m a_j^{m-1} + b_i^m \quad (12)$$

$$\frac{\partial n_i^m}{\partial w_{i,j}^m} = a_j^{m-1} \quad (13)$$

$$\frac{\partial n_i^m}{\partial b_i^m} = 1 \quad (14)$$

olarak elde edilir. İlk terim için ise aşağıdaki ifade kullanılırsa;

$$s_i^m \equiv \frac{\partial \hat{F}}{\partial n_i^m} \quad (15)$$

Sonuç olarak Denklem 10 ve 11 aşağıdaki yapıya dönüşmektedir.

$$\frac{\partial \hat{F}}{\partial w_{i,j}^m} = s_i^m a_j^{m-1} \quad (16)$$

$$\frac{\partial \hat{F}}{\partial b_i^m} = s_i^m \quad (17)$$

Bir sonraki itersayon için yeni ağırlık ve bias değerlerini belirlemek için en dik iniş algoritmasını şu şekilde ifade edebiliriz:

$$w_{i,j}^m(k+1) = w_{i,j}^m(k) - \alpha s_i^m a_j^{m-1} \quad (18)$$

$$b_i^m(k+1) = b_i^m(k) - \alpha s_i^m \quad (19)$$

Bu ifadelerin matris formunda gösterimi aşağıda verilmiştir.

$$\mathbf{W}^m(k+1) = \mathbf{W}^m(k) - \alpha \mathbf{s}^m (\mathbf{a}^{m-1})^T \quad (20)$$

$$\mathbf{b}^m(k+1) = \mathbf{b}^m(k) - \alpha \mathbf{s}^m \quad (21)$$

Burada \mathbf{s}^m ifadesi, çıktı katmanı için Denklem 22 diğer katmanlar için Denklem 23'te gösterildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$\mathbf{s}^M = -2\dot{\mathbf{F}}^M(\mathbf{n}^M)(\mathbf{t} - \mathbf{a}) \quad (22)$$

$$\mathbf{s}^m = \dot{\mathbf{F}}^m(\mathbf{n}^m)(\mathbf{W}^{m+1})^T \mathbf{s}^{m+1} \quad m = M-1, M-2, \dots, 2, 1 \quad (23)$$

$$\dot{\mathbf{F}}^m(\mathbf{n}^m) = \begin{bmatrix} \dot{f}^m(n_1^m) & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \dot{f}^m(n_2^m) & \dots & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \dot{f}^m(n_{s^m}^m) \end{bmatrix} \quad (24)$$

$$\dot{f}^m(n_j^m) = \frac{\partial f^m(n_j^m)}{\partial n_j^m} \quad (25)$$

Temel geriye yayılım algoritması pratik bir probleme uygulandığında eğitim günler veya haftalar sürebilmektedir. Bu durum, algoritmanın yakınsamasını hızlandırma yöntemleri üzerine önemli araştırmaları teşvik etmiştir. Daha hızlı algoritmalar üzerine yapılan araştırmalar genel olarak iki kategoriye ayrılmaktadır. İlk kategoride, sezgisel tekniklerin geliştirilmesi bulunmaktadır. Bu sezgisel teknikler, öğrenme oranını değiştirme, momentum kullanma ve değişkenleri yeniden ölçeklendirme gibi fikirleri içermektedir. İkinci kategori, standart sayısal optimizasyon tekniklerine odaklanmıştır. Bu tekniklerden en bilinenleri konjuge gradyan algoritması (conjugate gradient algorithm) ve Newton yönteminin bir varyasyonu olan Levenberg-Marquardt algoritmasıdır [48]. Levenberg-Marquardt algoritması, eğitim sürecinin verimliliğini artırmak için geri yayılım algoritmasına dahil edilebilen doğrusal olmayan modeller için en küçük kareler yöntemine dayanan ikinci dereceden bir gradyan yöntemidir [45].

1.9.2. Çok Kriterli Karar Verme

İnsanlar günlük yaşamında sürekli karar verme kavramı ile karşı karşıya kalmaktadır. Birçok kriterin değerlendirilmesi ve kriterlerin önceliğine göre birçok alternatif arasından uygun olan seçeneğin belirlenmesi, karar verme olarak tanımlanabilmektedir. Bazı durumlar için karar verme oldukça basit olabilirken, bazı durumlar için oldukça karmaşık ve içinden çıkılmaz bir durum doğurmaktadır. Bu yüzden özellikle karar vermesi zor ve karmaşık olan problemlerin çözümü için farklı yöntemler geliştirilmiştir [49]. Literatürde çok kriterli karar verme problemleri,

- Çok ölçütlü karar verme (multi attribute decision making)
- Çok amaçlı karar verme (multi objective decision making)

olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Çok ölçütlü karar verme problemlerinde önceden belirlenmiş sınırlı sayıda alternatifin sıralanması veya sınıflandırılması yapılırken, çok amaçlı karar verme problemlerinde önceden belirlenmiş bir alternatif kümesi bulunmaz ve alternatif sayısı sınırsızdır. Çok amaçlı karar verme yöntemlerinde en iyi alternatifin tasarlanması amaçlanmaktadır. Dolayısıyla seçim problemleri için çok ölçütlü karar verme

yöntemleri, tasarım problemleri için ise çok amaçlı karar verme yöntemlerini kullanmak daha uygun olacaktır [50, 51].

Çok ölçütlü karar verme problemleri için en bilinen yöntem, Satty tarafından sunulan AHP'dir. AHP'de, ağırlık kriterlerine göre "ikili karşılaştırmalar" ve matris cebiri kullanılmaktadır. Karar, değerlendirme kriterlerinin türetilmiş ağırlıkları kullanılarak verilmektedir [52].

Karar verme sürecinde yalnızca nesnel olasılık ölçütleri kullanmak yerine insan öznelliğinin dikkate alınması gerektiğinden karar analizine insanlar dahil olmalıdırlar. Dolayısıyla bu durum, bulanık karar vermeyi gerekli kılmaktadır. Bu amaç doğrultusunda nitel, kesin olmayan bilgiler ve hatta kötü yapılandırılmış karar problemleri ile başa çıkmak için Zadeh [53], bulanık küme teorisini önermiştir. Bulanık küme teorisi, insanlar tarafından kontrol edilebilen ancak tam olarak tanımlanması zor olan karmaşık sistemler için bir modelleme aracıdır. Bulanık mantık, bir bilgisayarın gerçek dünyayı insanların yaptığı gibi modellemesine izin veren bir matematik dalıdır. Belirsiz ve kesin olmayan girdi veya bilgi ile akıl yürütmenin basit bir yolunu sunmaktadır [50].

Tez kapsamında gemi ana makine seçiminde dikkate alınan kriterlerin değerlendirilmesi ve ağırlıklandırılması, bulanık tabanlı AHP ile yapılacağı için aşağıdaki bölümlerde ilk olarak bulanık mantık hakkında bilgi verilecek daha sonra bulanık AHP yöntemi açıklanacaktır.

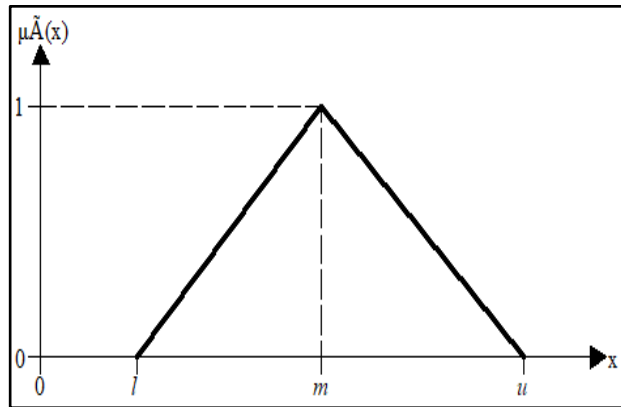
1.9.2.1. Bulanık Mantık

Günlük hayatta insanlar tarafından alınan kararlar genellikle bulanık bir yapıya sahiptir. Bir olayı veya durumu ifade etmek için kullanılan birçok ifade bulanıklık içermektedir. Kişileri yaş durumuna göre çok yaşlı, yaşlı, orta yaşlı, genç, çok genç olarak niteleyebiliriz. Bu durum, belirsiz ve kesinlik içermeyen durumlarda insan beyninin nasıl karar verdiğinin göstergesidir. Bu durumdan ilham alan Zadeh [53], 1965 yılında bulanık mantık kavramını ortaya atmıştır. Bulanık sistemlerin en temel elmanı, bulanık kümedir. Bu kümede her nesneye $[0,1]$ arasında bir üyelik derecesi tanımlanır. Her bir nesnenin değeri 0 veya 1 olmakla birlikte bunlar arasındaki herhangi bir sayı da olabilmektedir. Fakat klasik küme teorisinde durum, bu şekilde değildir. Klasik küme teorisine göre bir nesne sadece 0 veya 1 değerini alabilir. Buna göre bir nesne 0 değerini almışsa o kümeye ait değil, 1 değerini almışsa o kümeye aittir [54, 55].

Bulanık mantığın genel özellikleri aşağıdaki gibi sıralanabilir [56];

- Bulanık mantıkta kesin değerlerle ifade edilen düşünce yerine yaklaşık değerlerle ifade edilen düşünce kullanılır.
- Bulanık mantıkta bir kümedeki nesnelere sadece 0 ve 1 değerleriyle değil $[0,1]$ aralığında herhangi bir değerle de ifade edilebilir.
- Bulanık mantık; büyük, küçük, orta, az, çok az, fazla, çok fazla gibi dilsel ifadeler şeklindedir.
- Bulanık çıkarım işlemi dilsel ifadeler ile tanımlı kurallar çerçevesinde yapılır.
- Bütün mantıksal sistemlerde bulanık mantık kullanılabilir.

Daha önce değinildiği gibi bulanık kümeler, üyelik fonksiyonları ile tanımlanmaktadır. Bir A bulanık kümesinin üyelik fonksiyonu $\mu_A(x)$ ile gösterilir. $\mu_A(x)=0$ olduğunda x faktörü A kümesine kesinlikle ait değil, $\mu_A(x)=1$ olduğunda ise kesinlikle ait olmaktadır. Doğal olarak üyelik derecesi 1'e ne kadar yakın olursa x faktörünün A kümesine ait olma derecesi o kadar artmaktadır. Bulanık kümelerde dilsel ifadeleri matematiksel ifadelerle belirtmek amacıyla bulanık sayılar kullanılmakta olup genellikle üçgensel bulanık sayılar tercih edilmektedir. Üçgensel bir bulanık sayı (\tilde{A}), Şekil 27'de gösterildiği gibi üç gerçekte sayı ($l \leq m \leq u$) ile ifade edilmektedir. Üyelik fonksiyonu, bu üçgensel sayılara göre tanımlanmakta olup üçgensel bulanık sayı için üyelik fonksiyonu, Denklem 26'da gösterildiği gibi elde edilmektedir [57].



Şekil 27. Üçgensel bulanık sayıların gösterimi [55].

$$\mu_{\tilde{A}}(x) = \begin{cases} (x-l)/(m-l), & l \leq x \leq m \\ (u-x)/(u-m), & m \leq x \leq u \\ 0, & x > u \text{ veya } x < l \end{cases} \quad (26)$$

$(l \leq m \leq u)$ ifadesiyle temsil edilen bir \tilde{A} bulanık sayısında l bulanık sayının alt sınırını, u bulanık sayının üst sınırını ve m ise bulanık sayının en mümkün değerini göstermektedir. Bu şekilde bir gösterimle bir elemanın bulanıklık değeri ortaya çıkmış olmaktadır. Bulanık sayılar için toplama ve çıkarma gibi matematiksel operatörler bulunmaktadır. $\tilde{A}_1=(l_1, m_1, u_1)$ ve $\tilde{A}_2=(l_2, m_2, u_2)$ olarak kabul edilirse bulanık denklemler şu şekilde gösterilebilir [58]

- Toplama işlemi: $\tilde{A}_1 \oplus \tilde{A}_2 = (l_1 + l_2, m_1 + m_2, u_1 + u_2)$ (27)

- Çıkarma işlemi: $\tilde{A}_1 \ominus \tilde{A}_2 = (l_1 - l_2, m_1 - m_2, u_1 - u_2)$ (28)

- Çarpma işlemi: $\tilde{A}_1 \otimes \tilde{A}_2 = (l_1 * l_2, m_1 * m_2, u_1 * u_2)$ (29)

- Bölme işlemi: $\tilde{A}_1 \oslash \tilde{A}_2 = \left(\frac{l_1}{l_2}, \frac{m_1}{m_2}, \frac{u_1}{u_2} \right)$ (30)

- Tersini alma işlemi: $\tilde{A}_1^{-1} = \left(\frac{1}{u_1}, \frac{1}{m_1}, \frac{1}{l_1} \right)$ (31)

Sözel ifadelerin bulanık sayılara dönüştürülmesi ile oluşan veriler üzerinde işlem yapabilmek ve çıkan sonuçları irdeleyebilmek için bulanık sayılar, durulaştırma işleminden geçmesi gerekmektedir. Literatürde ağırlık merkezi, ağırlık ortalaması, maksimum durulaştırma, en büyük üyelik ilkesi, sentroid yöntemi, ortalama en büyük üyelik, en büyük alanın merkez yönetimi ve toplamların merkez yönetimi gibi birçok durulaştırma yöntemi mevcuttur. Bu tez kapsamında üçgensel bulanık sayılar kullanılacağı için üçgensel bulanık sayıların durulaştırılması ile ilgili durulaştırma yöntemleri incelenecektir [51, 55].

1.9.2.2. Bulanık AHP

Gerçek hayatta karşılaşılan problemler için eksik ve sayısal olmayan bilgiler kullanılarak kararlar verilmektedir. Karar vericiler alternatifleri karşılaştırma sürecinin

bulanık doğası gereği kendi tercihlerini tam olarak belirtememesinden dolayı genellikle sabit değerli yargılara varmaktansa, belirli aralıklar dâhilinde yargılara varmayı tercih etmektedirler.

Satty [52] tarafından geliştirilen klasik AHP metodunda kesin ifadeler kullanıldığı için önemli bir dezavantaja sahiptir. Bu sebeple, araştırmacılar Zadeh [53] tarafından sunulan bulanık teori ile klasik AHP metodunu birleştirerek gerçek hayatta karşılaşılan karar verme problemleri için daha gerçekçi araçlar sunmuşlardır. 1983 yılında Laarhoven ve Pedrycz [59] tarafından yapılan çalışma ile AHP metodunda ilk defa üçgensel bulanık sayılar kullanılmıştır. Daha sonraki yıllarda bu fikir oldukça benimsenmiş birçok araştırmacı tarafından farklı yaklaşımlar sunulmuştur. Bunlardan en bilinenleri, Buckley [60] ve Chang [61] tarafından yapılan çalışmalardır. Tez kapsamında yapılan çalışmalarda Chang tarafından sunulan genişletilmiş bulanık AHP yöntemi kullanılmış olup aşağıda gerekli hesaplama adımları verilmiştir.

Chang [61]'in bulanık boyut analizi metodunda $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ bir nesnelere kümesi ve $U = \{u_1, u_2, \dots, u_n\}$ hedef kümesi olmak üzere her nesne ele alınarak her hedef için g_i değerleri oluşturulur. Böylece her nesne için m genişletilmiş analiz değerleri;

$$M^1_{g_i}, M^2_{g_i}, \dots, M^m_{g_i}, i = 1, 2, \dots, n \quad (32)$$

şeklinde elde edilir. Burada verilen tüm $M^j_{g_i}$ ($j = 1, 2, \dots, m$) değerleri üçgensel bulanık sayılardır.

Adım 1: i . Nesne için sentetik genişletilmiş analiz değeri Denklem 33'e göre hesaplanır.

$$S_i = \sum_{j=1}^m M^j_{g_i} \otimes \left[\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m M^j_{g_i} \right]^{-1} \quad (33)$$

$\sum_{j=1}^m M^j_{g_i}$ ifadesini elde etmek üzere belirli bir matris için m genişletilmiş analiz değerlerinin bulanık toplama işlemi şu şekilde gerçekleştirilir:

$$\sum_{j=1}^m M_{g_i}^j = \left(\sum_{j=1}^m l_j, \sum_{j=1}^m m_j, \sum_{j=1}^m u_j \right) \quad (34)$$

$[\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m M_{g_i}^j]^{-1}$ ifadesini elde etmek için $M_{g_i}^j$ ($j = 1, 2, \dots, m$) değerleri üzerinde bulanık toplama işlemi yapılır.

$$\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m M_{g_i}^j = \left(\sum_{i=1}^n l_i, \sum_{i=1}^n m_i, \sum_{i=1}^n u_i \right) \quad (35)$$

Denklem 35'te verilen vektörün tersi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\left[\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m M_{g_i}^j \right]^{-1} = \left(\frac{1}{\sum_{i=1}^n u_i}, \frac{1}{\sum_{i=1}^n m_i}, \frac{1}{\sum_{i=1}^n l_i} \right) \quad (36)$$

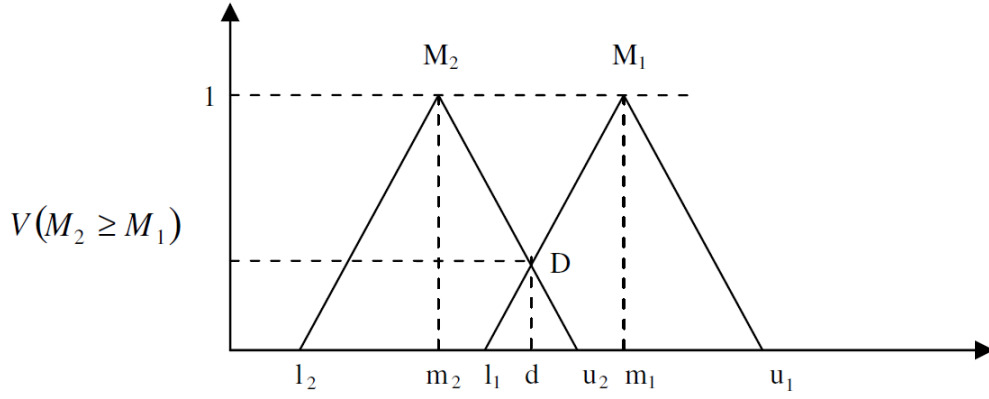
Adım 2: $M_2 = (l_2, m_2, u_2) \geq M_1 = (l_1, m_1, u_1)$ ifadesinin olasılık derecesi Denklem 37' deki gibi tanımlanır.

$$V(M_2 \geq M_1) = \sup_{y \geq x} [\min(\mu_{M_1}(x), \mu_{M_2}(y))] \quad (37)$$

$M_1 = (l_1, m_1, u_1)$ ve $M_2 = (l_2, m_2, u_2)$ üçgensel bulanık sayılar olmak üzere:

$$V(M_2 \geq M_1) = hgt(M_1 \cap M_2) = \mu_{M_2}(d) = \begin{cases} 1 & , & m_2 \geq m_1 \\ 0 & , & l_2 \geq u_1 \\ \frac{l_1 - u_2}{(m_2 - u_2) - (m_1 - l_1)} & , & \text{diğer durum} \end{cases} \quad (38)$$

burada d , μ_{M_1} ve μ_{M_2} arasındaki en yüksek kesişme noktası D 'nin ordinatı olup Şekil 28'de gösterilmiştir. M_1 ve M_2 'yi karşılaştırmak için hem $V(M_2 \geq M_1)$ hem de $V(M_1 \geq M_2)$ değerlerine ihtiyaç duyulmaktadır.



Şekil 28. M_1 ve M_2 üçgensel bulanık sayılarının kesişimi

Adım 3. Konveks bir bulanık sayının olasılık derecesinin k konveks sayıdan M_i ($i = 1, 2, \dots, k$) daha büyük olması Denklem 39'daki gibi tanımlanır;

$$\begin{aligned} V(M \geq M_1, M_2, \dots, M_k) \\ &= V[(M \geq M_1) \text{ ve } (M \geq M_2) \text{ ve } \dots (M \geq M_k)] \\ &= \min V(M \geq M_i), \quad i = 1, 2, 3, \dots, k \end{aligned} \quad (39)$$

$k = 1, 2, \dots, n$; $k \neq i$ için $d'(A_i) = \min V(S_i \geq S_k)$ olarak alınırsa, ağırlık vektörü Denklem 40'daki gibi elde edilmiş olur. Burada A_i ($i = 1, 2, \dots, n$), n elmandan oluşmaktadır.

$$W' = (d'(A_1), d'(A_2), \dots, d'(A_n))^T \quad (40)$$

Adım 4. Denklem 36'daki gibi elde edilen ağırlık vektörü normalize edildiğinde, Denklem 41'de gösterilen bulanık olmayan W ağırlık vektörü elde edilmiş olur.

$$W = (d(A_1), d(A_2), \dots, d(A_n))^T \quad (41)$$

Bulanık AHP uygulamaları için birden çok uzman veya karar verici tarafından değerlendirme yapılması istenmektedir. Daha sonra elde edilen değerlendirmeler bir araya getirilerek yukarıda bahsedilen adımlar yapılmakta ve bir araya getirilen sonuçların tutarlı

olması istenmektedir. Fakat literatürde, tutarlılık hesaplamasının grup karar verme yönteminde kritik bir adım olmasına rağmen uygulanması genellikle göz ardı edilmektedir. Bu tez kapsamında tutarlılık analizi, Bulut vd. [62] tarafından önerilen ve geometrik tutarlılık endeksi [63, 64] temel alınarak geliştirilmiş merkezi tutarlılık endeksi (Centric Consistency Index- CCI) kullanılarak yapılmıştır. $A = (a_{Lij}, a_{Mij}, a_{Uij})$ bulanık karar matrisi ve $w = [(w_{L1}, w_{M1}, w_{U1}), (w_{L2}, w_{M2}, w_{U2}), \dots, (w_{Ln}, w_{Mn}, w_{Un})]^T$ A matrisinden türetilen öncelik vektörü olmak üzere CCI aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$CCI(A) = \frac{2}{(n-1)(n-2)} \sum_{i < j} \left(\log \left(\frac{a_{Lij} + a_{Mij} + a_{Uij}}{3} \right) - \log \left(\frac{w_{Li} + w_{Mi} + w_{Ui}}{3} \right) + \log \left(\frac{w_{Lj} + w_{Mj} + w_{Uj}}{3} \right) \right)^2 \quad (42)$$

$CCI(A)$ değerinin sifıra eşit olması, matrisin tamamen tutarlı olduğunu göstermektedir. Aguarón vd. [64] tarafından yapılan çalışmada kriter sayısına göre \overline{GCI} değerleri aşağıdaki gibi verilmiştir.

- $\overline{GCI} = 0.31$ ($n = 3$)
- $\overline{GCI} = 0.35$ ($n = 4$)
- $\overline{GCI} = 0.37$ ($n > 4$)

Burada n, kriter sayısıdır. CCI , \overline{GCI} 'nin bulanık bir hali olduğundan $CCI(A) < \overline{GCI}$ olduğu durumlarda matris tutarlı olacaktır.

1.9.3. Meta Sezgisel Optimizasyon

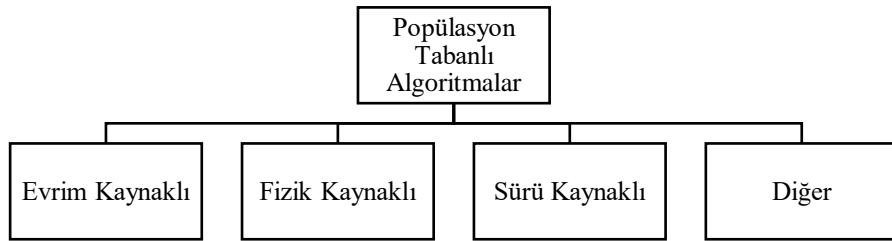
Optimizasyon, bir problemin çeşitli kısıtlar altında veya kısıt olmaksızın belirli bir amaç veya amaçlar için en iyi çözümün üretilme işlemidir. Karar değişkenleri sayısı az ve matematiksel modeli basit olan problemlerin optimizasyonu için klasik matematiksel yöntemler kullanılabilir. Bununla birlikte karar değişkenleri sayısı çok ve karmaşık matematiksel modele sahip olan problemlerde klasik matematiksel yöntemlerin kullanılması, yerel en iyiye takılma ve uzun hesaplama zamanı gibi sorunlara yol açmaktadır. Bu problemlerin üstesinden gelebilmek için doğadan ilham alınarak sezgisel

algoritmalar geliştirilmiş ve hala da geliştirilmeye devam edilmektedir. Bu algoritmalar problemin matematiksel modelinden bağımsız olarak farklı problemlere uygulandığı için meta sezgisel algoritmalar olarak da adlandırılmaktadır [65].

Genel olarak, meta-sezgisel algoritmalar bireysel tabanlı (BT) ve popülasyon tabanlı (PT) olmak üzere iki ana sınıfa ayrılmaktadır. BT algortmada arama süreci, bir aday çözümle başlamakta ve bu tek aday çözüm iterasyonlar boyunca geliştirilmektedir. Ancak, PT meta-sezgisel arama, bir dizi çözüm (popülasyon) kullanarak optimizasyonu gerçekleştirmektedir. Bu durumda, arama işlemi rastgele bir başlangıç popülasyonu ile başlar ve bu popülasyon iterasyonlar boyunca geliştirilmektedir. Hesaplama maliyeti açısından BT algoritmalar daha avantajlı olmasına rağmen genel olarak PT algoritmaların birçok avantajı bulunmaktadır [66, 67]. Bunlar;

- Birden fazla aday çözümü, arama uzayı hakkında bilgi paylaşır ve bu da arama uzayının umut verici kısmına doğru ani sıçramalarla sonuçlanır.
- Birden çok aday çözüm, yerel olarak en uygun çözümlerden kaçınmak için birbirlerine yardımcı olur.
- PT meta-sezgisel arama genellikle BT algoritmalarla kıyasla daha fazla çeşitliliğe sahiptir.

BT algoritmalar örnek olarak, tabu araştırması [68], tavlama benzetimi [69] ve tepe tırmanması [70] verilebilir. PT algoritmaları, Şekil 29’da gösterildiği evrim kaynaklı, fizik kaynaklı, sürü kaynaklı ve diğer olmak üzere dört sınıfa ayırmak mümkündür.



Şekil 29. Popülasyon tabanlı algoritma sınıfları

Evrim kaynaklı algoritmalar genellikle doğadaki evrim kavramından ilham almaktadır. Bu daldaki en popüler algoritma 1992’de Holland tarafından önerilen Genetik Algoritmadır [71]. Bu kategorideki algoritmalar örnek olarak İnsan Evrimsel Modeli [72], Eşsiz Üreme Optimizasyonu [73] ve Biyocoğrafya Tabanlı Optimizasyon Metodu [74]

verilebilir. Fizik kaynaklı optimizasyon algoritmaları genellikle fiziksel kuralları taklit eder. En popüler algoritmalarından bazıları, Yer Çekimi Algoritması [75], Kimyasal Reaksiyon Optimizasyonu [76] ve Kara Delik Algoritmasıdır [77]. Bu algoritmalarda rastgele bir arama bireyleri kümesi, fiziksel kurallara göre arama alanı boyunca iletişim kurmakta ve hareket etmektedir. Bu durum, hareket, yerçekimi kuvveti, elektromanyetik kuvvet, atalet kuvveti ve ağırlıklar gibi etkilerle gerçekleşmektedir. Üçüncü sınıfta yer alan sürü kaynaklı algoritmalar, doğadaki sürü ve toplulukların sosyal davranışlarını taklit etmektedir. Popülasyondaki bireyler kolektif ve sosyal zekalarını kullanarak hareket etmektedir. En popüler örnek Kennedy ve Eberhart tarafından önerilen parçacık sürü optimizasyon (PSO) algoritmasıdır [78]. PSO sürü halinde hareket eden kuşların sosyal davranışlarından ilham alınarak geliştirilmiştir. Sürü kaynaklı algoritmalara örnek olarak Yapay Arı Kolonisi Algoritması [79], Yarasa Algoritması [80], Gri Kurt Algoritması [66] ve Guguk Kuşu Algoritması [81] verilebilir. Son olarak dördüncü kategoride bulunan Harmoni Araması Optimizasyon Algoritması [82], Maden Patlaması Algoritması [83], Simbiyotik Organizmalar Araması [84] ve Futbol Ligi Yarışması Algoritması [85] gibi farklı ilham kaynaklarından esinlenerek geliştirilmiş popülasyon tabanlı algoritmalar da bulunmaktadır.

Amaçlarına göre optimizasyon problemleri, tek amaçlı veya çok amaçlı olarak sınıflandırılmaktadır. Tek amaçlı problemlerde yalnızca tek bir amaç, minimum veya maksimum yapılmaya çalışılıp tek bir çözüm sunulurken, çok amaçlı problemlerde genellikle birbiriyle çatışan amaçlar arasından optimum çözümler kümesi elde edilmektedir. Gerçek hayatta mühendislik problemlerin çoğu, çok amaçlı bir problem olarak karşımıza çıkmaktadır. Çok amaçlı optimizasyon problemi matematiksel olarak aşağıdaki gibi gösterilmektedir [86-88].

- *Min/Mak*: $F(\vec{x}) = f_1(\vec{x}), f_2(\vec{x}), \dots, f_a(\vec{x})$
- *Kısıtlar*: $g_i(\vec{x}) \geq 0, \quad i = 1, 2, \dots, m$
- $h_i(\vec{x}) = 0, \quad i = 1, 2, \dots, p$
- $lb_i \leq x_i \leq ub_i, \quad i = 1, 2, \dots, n$

Burada \vec{x} , problemin değişkenlerini ($\vec{x} = x_1, x_2, \dots, x_n$) içeren bir vektördür, a amaç fonksiyonu sayısıdır, n değişken sayısıdır, m eşitsizlik kısıtlamaları sayısıdır, p eşitlik kısıtlamaları sayısıdır, lb_i i'ninci değişkeninin alt sınırıdır ve ub_i i'ninci değişkeninin üst sınırıdır.

Tek amaçlı optimizasyonda çözümler, tek amaç fonksiyonu nedeniyle kolayca karşılaştırılabilir. Maksimizasyon problemleri için yalnızca $X > Y$ ise X çözümü, Y 'den daha iyidir. Ancak, çok amaçlı bir uzayda çözümler, çok kriterli karşılaştırma metrikleri nedeniyle ilişkisel operatörler tarafından karşılaştırılmaz. Bu durumda bir çözüm, yalnızca tüm hedeflerden daha iyi veya eşit amaç değeri gösteriyorsa ve bununla beraber amaç fonksiyonlardan en az birinde daha iyi bir değer sağlıyorsa başka bir çözümden daha iyidir ya da baskındır. Çok amaçlı problemlerde iki çözümün karşılaştırılması kavramları ilk olarak 1881 yılında Francis Ysidro tarafından önerilmiş ve daha sonra Vilfredo Pareto tarafından genişletilmiştir. Pareto kavramının matematiksel ifadeleri aşağıdaki verilmiştir [89].

Bir minimizasyon problemi için a tane amaç fonksiyonuna sahip $\vec{x} = (x_1, x_2, \dots, x_a)$ ve $\vec{y} = (y_1, y_2, \dots, y_a)$ iki tane çözüm olduğu varsayalım. x çözümü y çözümüne baskın (dominate) olması için aşağıda gösterilen kurala uyması gerekmektedir.

$$\forall i \in (1, 2, \dots, a), [f(x_i) \leq f(y_i)] \wedge [\exists i \in 1, 2, \dots, a : f(x_i) < f(y_i)] \quad (43)$$

Yani bir minimizasyon problemi için x çözümü y çözümüne baskın olması için aşağıda verilen 2 şart birlikte sağlanmalıdır.

1. x çözümündeki tüm amaç fonksiyonu değerleri, y çözümündekinden eşit veya daha düşük olmalıdır.
2. x çözümündeki en az bir amaç fonksiyonu değeri, y çözümündekinden daha düşük olmalıdır.

Bu durumda x çözümü y çözümüne baskındır ve $x < y$ şeklinde gösterilir.

$\vec{x} \in X$ çözümünün Pareto-optimal olması çözüm olması için aşağıdaki kuralı sağlaması gerekmektedir.

$$\nexists \vec{y} \in X | \vec{y} < \vec{x} \quad (44)$$

Bu durumda hiçbir çözüm x çözümünü bastıramamaktadır.

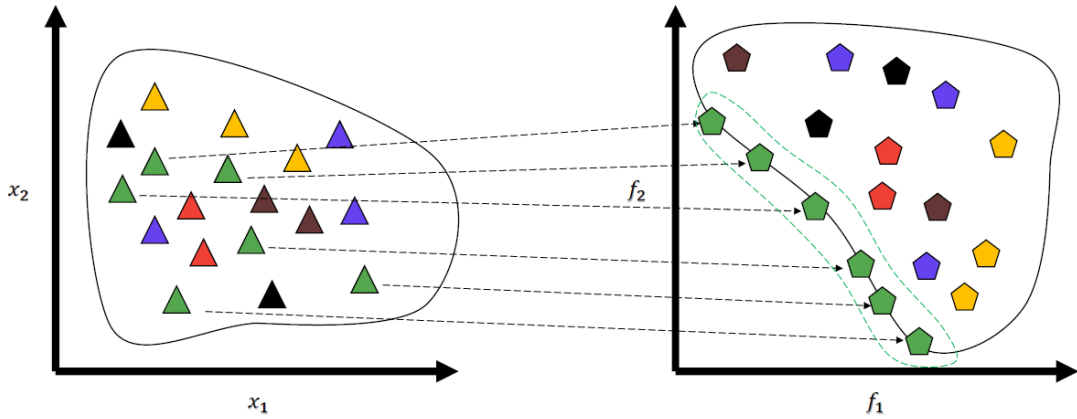
Belirli bir problem için tüm baskılanmamış çözümlere Pareto optimal çözüm seti denir. Bu set, amaçlar arasındaki en iyi ödünleşmeyi (trade-off) temsil eden çözümleri içerir. Bir minimizasyon problemi için tüm Pareto-optimal çözümlerin seti şu şekilde tanımlanır:

$$PS := (\vec{x}, \vec{y} \in X | \nexists \vec{y} < \vec{x}) \quad (45)$$

Pareto optimal yüzey, pareto optimal setiyle aynı sayıda çözüme sahiptir. Bu sette, her çözümün tüm amaçların değerleri saklanmaktadır. Başka bir deyişle Pareto optimal yüzey, yalnızca hedefler göz önüne alındığında Pareto optimal çözümünün gösterimidir. Bu set şu şekilde tanımlanır:

$$PF := (f(x_i) | \vec{x} \in PS) \quad (46)$$

Şekil 30'da örnek olarak iki karar değişkeni (x_1 ve x_2) ve iki amaç fonksiyonu (f_1 ve f_2) içeren bir minimizasyon problemine ait karar değişkenleri uzayı (arama uzayı) ve amaç uzayı gösterilmiştir. Burada yeşil renkli üçgenler pareto seti oluştururken, yeşil renkli beşgenler ise baskılanmamış çözümleri gösteren pareto yüzeyini oluşturmaktadır. Diğer renkte olanlar herhangi bir çözüm tarafından baskılanmış yani domine edilmiş çözümleri göstermektedir. Sonuç olarak bu problem için sunulan en uygun çözümler yeşil renkli çözümlerdir. Dikkat edilirse çok amaçlı optimizasyonda, tek amaçlı optimizasyondaki gibi tek bir çözüm sunmak yerine bir çözümler seti sunulmuştur.



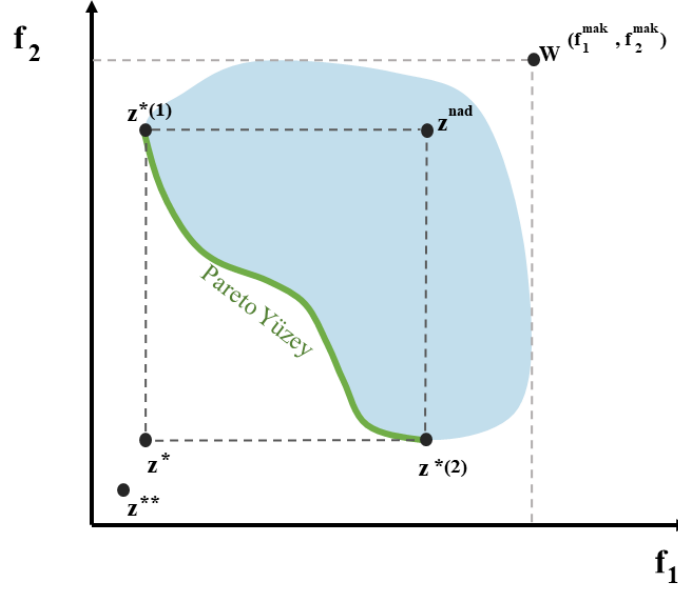
Şekil 30. Örnek karar değişkeni ve amaç fonksiyonu uzayı

Çok amaçlı optimizasyon problemlerimde kullanılan bazı özel çözümler bulunmaktadır [86]. Şekil 31’de iki amaçlı bir minimizasyon problemi için bu özel çözümler gösterilmiştir. Bunlar;

- İdeal amaç vektörü,
- Ütopik amaç vektörü
- Nadir amaç vektörü

Birbiriyle çatışan N adet amaç fonksiyonundan oluşan bir problemde her amaç için farklı bir optimum çözüm bulunmaktadır. Bu çözümlerin bir araya gelmesiyle oluşan çözüm kümesine ideal çözüm vektörü denilmektedir. Bir minimizasyon probleminde tüm amaç fonksiyonları için minimum sonuç sunacak tek bir çözüm olmadığı için ideal amaç vektörü gerçekte olmayan bir çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır. Bununla beraber, tüm amaç fonksiyonlarını minimum yapan tek bir çözümün olması, amaç fonksiyonlarının birbiriyle çatışmadığı anlamına gelmektedir. İdeal amaç vektörü, genellikle referans çözüm ya da amaçları normalize etmek için gerekli minimum değerler olarak kullanılmaktadır. Şekil 31’de z^* olarak gösterilen nokta, ideal çözüm noktasıdır. Bazı algoritmalar, ideal amaç vektöründekinden daha iyi değerlere ihtiyaç duymakta olup ütopik amaç vektörü adında bir çözüm kullanmaktadırlar. İdeal amaç vektörü gibi ütopik amaç vektörü de gerçekte var olmayan bir çözümdür ve Şekil 31’de z^{**} olarak gösterilmiştir. Pareto optimal setteki bulunan ve her amaç fonksiyonunun maksimum değerlerine sahip çözüm nadir amaç vektörü olarak isimlendirilmektedir. Şekil 31’de z^{nad} olarak gösterilmiştir. Nadir amaç vektörü, tüm amaç uzayında bulunan en kötü amaç vektörü (W) ile karıştırılmamalıdır. En kötü amaç vektörü tüm amaç uzayındaki maksimum değerlerden oluşurken, nadir amaç vektörü pareto optimal setteki değerlerden oluşmaktadır. Nadir ve ideal amaç vektörlerin kullanılarak Pareto-optimal bölgedeki herhangi bir çözümün normalizasyonu aşağıdaki gibi yapılmaktadır [86].

$$f_i^{nor} = \frac{f_i - z_i^*}{z_i^{nad} - z_i^*} \quad (47)$$



Şekil 31. İki amaçlı bir problem için özel amaç vektörleri

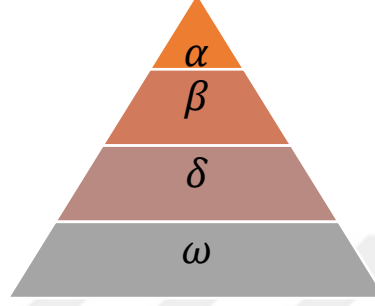
Literatür incelendiğinde çok amaçlı optimizasyon problemleri için geliştirilmiş bir çok algoritma bulunmakta olup, bunlardan bazıları aşağıda verilmiştir.

- Kuvvet Pareto Evrimsel Algoritması (SPEA) [90, 91]
- Baskın Olmayan Sıralamalı Genetik Algoritma (NSGA) [92]
- Baskın Olmayan Sıralamalı Genetik Algoritma 2 (NSGA II) [93]
- Çok Amaçlı Parçacık Sürü Optimizasyonu (MOPSO) [94]
- Pareto Arşivlenmiş Evrimsel Stratejisi (PAES) [95]

Yukarıda verilen örnekler ile literatürdeki çok amaçlı optimizasyon problemleri için gerçek pareto optimal çözümleri, yaklaşık olarak üretilebilmektedir. Bununla beraber tüm optimizasyon problemlerini çözebilen tek bir optimizasyon tekniğinin olmadığı kanıtlayan ve *No Free Lunch* [96] adı verilen bir teorem bulunmaktadır. Bu teoreme göre, bir optimizasyon algoritmasının belirli bir problem sınıfı üzerinde üstün performansa sahip olması başka bir problem sınıfı için de benzer performansı garanti etmemektedir. Yani bir algoritma bir problem için iyi bir performans gösterirken başka bir problem için kötü bir performans gösterebilmektedir. Dolayısıyla araştırmacılar tarafından bu teorem temel alınarak her yıl birçok yeni algoritma literatüre sunulmakta ve farklı problem sınıfları için uygulamalar yapılmaktadır.

1.9.3.1. Gri Kurt Algoritması

Gri kurt algoritması (GKA) 2014 yılında Mirjalili vd. [66] tarafından geliştirilmiştir. Gri kurtlar çoğunlukla bir sürü içinde yaşamayı tercih etmekte ve grup büyüklüğü ortalama 5-12 bireyden oluşmaktadır. En önemli özellikleri, Şekil 32'de gösterildiği gibi çok katı bir sosyal baskın hiyerarşiye sahip olmalarıdır.



Şekil 32. Gri kurtların hiyerarşik yapısı [66].

Burada en baskın kurt Alfa iken en düşük dereceli gri kurt, omega'dır. Gruptaki her bir kurdun belirli görev ve sorumlulukları bulunmaktadır. Kurtların sosyal hiyerarşisine ek olarak grup avı, gri kurtların bir başka ilginç sosyal davranışdır. Muro vd. [97] tarafından gri kurt avının ana aşamaları şunlardır:

- Avı izlemek, takip etmek ve yaklaşmak.
- Avı hareket etmeyi bırakana kadar kovalamak, kuşatmak ve taciz etmek (bezdirme).
- Ava saldırı.

Bu adımlar Şekil 33'te gösterilmektedir. Gri kurtların av tekniği ve sosyal hiyerarşisi, bu algoritmasının ana ilham kaynağı olmuş ve bu davranışların matematiksel olarak modellenmesi bir sonraki bölümde sunulmuştur.



Şekil 33. Gri kurların avlanma tekniği (A) avı izlemek, takip etmek ve yaklaşmak (B-D) avı kovalamak, kuşatmak ve taciz etmek (E) ava saldırı [66].

1.9.3.2. GKA'nın Matematiksel Modeli

GKA tasarlanırken kurtların sosyal hiyerarşisini matematiksel olarak modellemek için en uygun çözüm, alfa olarak kabul edilmiştir. Dolayısıyla, ikinci ve üçüncü en iyi çözümler sırasıyla beta ve delta olmakta ve aday çözümlerin geri kalanının omega olduğu varsayılmaktadır. GKA'da avlanma (optimizasyon) alfa, beta ve delta tarafından yönlendirilirken omega kurtları bu üç kurdu takip etmektedir.

Daha önce değinildiği gibi, gri kurtlar av sırasında hedefini kuşatırlar. Kuşatma davranışını matematiksel olarak modellemek için aşağıdaki denklemler önerilmiştir.

$$\vec{D} = |\vec{C} \cdot \vec{X}_p(t) - \vec{X}(t)| \quad (48)$$

$$\vec{X}(t+1) = \vec{X}_p(t) - \vec{A} \cdot \vec{D} \quad (49)$$

burada t mevcut iterasyonu gösterir, \vec{A} ve \vec{C} katsayı vektörleridir, \vec{X}_p avın konum vektörüdür ve \vec{X} gri kurdun konum vektörüdür. \vec{A} ve \vec{C} vektörleri aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\vec{A} = 2\vec{a} \cdot \vec{r}_1 - \vec{a} \quad (50)$$

$$\vec{C} = 2 \cdot \vec{r}_2 \quad (51)$$

burada \vec{a} iterasyon boyunca doğrusal olarak 2'den 0'a düşen bir katsayı ve \vec{r}_1, \vec{r}_2 sıfır ile bir arasında değişen rastgele vektörlerdir.

Gri kurtların avlanma davranışlarını matematiksel olarak modellemek için alfa, beta ve deltanın, avın potansiyel konumu hakkında daha iyi bilgiye sahip olduğu varsayılmaktadır. Bu nedenle, şimdiye kadar elde edilen ilk üç en iyi çözüm kaydedilmekte ve diğer bireyler konumlarını bu üç kurdun konumuna göre güncellemektedir. Bu bağlamda aşağıdaki formüller önerilmiştir;

$$\vec{D}_\alpha = |\vec{C}_1 \cdot \vec{X}_\alpha - \vec{X}| \quad (52)$$

$$\vec{D}_\beta = |\vec{C}_2 \cdot \vec{X}_\beta - \vec{X}| \quad (53)$$

$$\vec{D}_\delta = |\vec{C}_3 \cdot \vec{X}_\delta - \vec{X}| \quad (54)$$

$$\vec{X}_1 = \vec{X}_\alpha - \vec{A}_1 \cdot \vec{D}_\alpha \quad (55)$$

$$\vec{X}_2 = \vec{X}_\beta - \vec{A}_2 \cdot \vec{D}_\beta \quad (56)$$

$$\vec{X}_3 = \vec{X}_\delta - \vec{A}_3 \cdot \vec{D}_\delta \quad (57)$$

$$\vec{X}(t+1) = \frac{\vec{X}_1 + \vec{X}_2 + \vec{X}_3}{3} \quad (58)$$

Gri kurdun avına yaklaşmasını matematiksel olarak modellemek için \vec{a} 'nın değeri düşürülmektedir. \vec{A} , $[-2a, 2a]$ aralığında rastgele bir değerdir ve burada a , iterasyonlar boyunca 2'den 0'a lineer olarak azaltılmaktadır. Daha önce değinildiği gibi, gri kurtlar çoğunlukla alfa, beta ve deltanın konumuna göre arama yapmaktadırlar. Avı aramak için birbirlerinden ayrılırlar ve saldırmak için birleşirler. Ayrılmayı matematiksel olarak modellemek için yani gri kurdu avdan ayrılmaya zorlamak için \vec{A} 'nın 1'den büyük veya -1'den küçük rastgele değerleri kullanılmaktadır. Böylece çeşitlilik sağlanarak GKA'nın global arama yapılmasına izin verilmiş olmaktadır. Sonuç olarak, $|A| < 1$ olduğu durumda

kurtlar ava yaklaşmakta, $|A| > 1$ olduğu durumda ise daha iyi bir av bulmak için kurtlar avdan uzaklaşmaktadır.

Çeşitliliği destekleyen başka bir etmen olarak \vec{C} bileşeni de bulunmaktadır. \vec{C} vektörü $[0, 2]$ arasında rastgele değerler içermekte ve böylece çeşitlilik desteklenmekte ve yerel optimumdan kaçınmak için optimizasyon boyunca daha rastgele bir davranışa yardımcı olmaktadır. Sadece ilk iterasyonlar sırasında değil aynı zamanda son iterasyonlar sırasında çeşitliliği desteklemek için C bileşeni A'nın aksine lineer olarak azaltılmamakta sürekli rastgele değerler almaktadır. C vektörü, doğada avın önündeki engellerin etkisi olarak da düşünülmüştür. Genel olarak, doğadaki engeller kurtların avlanma yollarında ortaya çıkmakta ve avlarına hızlı ve rahat bir şekilde yaklaşmalarını önlemektedir. C vektörü de tam olarak bu olayı içermektedir.

1.9.3.3. Çok Amaçlı GKA

GKA temeline dayanan çok amaçlı gri kurt algoritması (ÇAGKA), Mirjalili vd. [89] tarafından 2016 yılında önerilmiştir. Çok amaçlı optimizasyon gerçekleştirmek için GKA'ya, Çok Amaçlı Parçacık Sürü Optimizasyonu'ndakine benzer iki yeni bileşen entegre edilmiştir. Bunlardan ilki, baskın olmayan Pareto optimal çözümleri saklamaktan sorumlu bir arşivdir. İkinci bileşen ise arşiv içinden avcılık sürecinin liderleri olarak alfa, beta ve delta çözümlerini seçmeye yardımcı olan bir lider seçim stratejisidir.

Arşiv, Pareto optimal çözümlerini kaydedebilen basit bir depolama birimi olup belirli bir kapasitesi bulunmaktadır. Dolayısıyla bir çözümün arşive girip giremeyeceği, bir arşiv denetleyicisi tarafından belirlenmektedir. İterasyon boyunca o ana kadar elde edilen baskın olmayan çözümler, arşivdeki çözümler ile karşılaştırılmakta ve aşağıdaki gibi farklı olası durumlar söz konusu olmaktadır.

- Yeni çözümün arşivdeki çözümlerden en az biri tarafından baskılandığı durumda yeni çözümün arşive girmesine izin verilmemektedir.
- Yeni çözüm, arşivdeki bir veya daha fazla çözüme baskın olduğu durumda arşivdeki baskılanmış çözüm veya çözümler çıkarılmalı ve yeni çözüm arşive girmelidir.
- Ne yeni çözüm ne de arşiv üyeleri birbirine baskın değilse, bu durumda yeni çözüm arşive eklenmelidir.

Arşiv dolması durumunda, ilk önce amaç uzayının segmentasyonunu yeniden düzenlemek için hücre mekanizması devreye girmekte ve çözümlerinden birini çıkarmak

için en kalabalık segment bulunmaktadır. Daha sonra, nihai yaklaşık Pareto optimal cephesinin çeşitliliğini artırmak için yeni çözüm en az kalabalık segmente yerleştirilmektedir.

ÇAGKA için geliştirilen ikinci bileşen, lider seçim mekanizmasıdır. GKA'da iterasyonlar boyunca elde edilen en iyi çözümlerden üçü alfa, beta ve delta kurtları olarak kullanılıyordu. Bu liderler, diğer kurtlara küresel optimum seviyeye yakın bir çözüm bulma umuduyla arama uzayının gelecek vaat eden bölgelerine rehberlik ediyordu. Bununla birlikte, çok amaçlı bir arama uzayında, bir önceki bölümde değinildiği gibi Pareto optimallik kavramları nedeniyle çözümlerin karşılaştırılması o kadar kolay olmamaktadır. Bu sorunu çözmek için lider seçim mekanizması tasarlanmıştır. Yukarıda belirtildiği gibi, şimdiye kadar elde edilen en iyi baskın olmayan çözümler için bir arşiv bulunmaktadır. Lider seçim bileşeni, arama uzayının en az kalabalık bölümlerini seçer ve alfa, beta veya delta kurtları olarak baskılanmamış (nondominated) çözümlerinden birini sunmaktadır. Seçim, her hiperküp için aşağıdaki olasılıkla, bir rulet tekerleği yöntemi ile yapılmaktadır.

$$P_i = \frac{c}{N_i} \quad (59)$$

burada c, birden büyük bir sabit sayıdır ve N, i'ninci segmentde elde edilen Pareto optimal çözümlerin sayısıdır.

1.10. Literatür Araştırması

1.10.1. Gemi Ana Makinesinin Belirlenmesi ile İlgili Çalışmalar

Bir gemi için uygun ana makinenin belirlenmesi; gemi ana makine gücünün tespit edilmesi ve istenilen kriterlere uygun ana makinenin seçimi olmak üzere iki aşamadan oluşmaktadır. Dolayısıyla bu bölümde öncelikle gemi ana makine gücünün tahmini ile ilgili yapılan çalışmalar sunulmuş, daha sonra gemi ana makine seçimi ile ilgili çalışmalara değinilmiştir.

Gemi ana makine gücünün tahmini ile ilgili çalışmalar genellikle regresyon modellerine dayanmaktadır. Bunlardan biri 1980 yılında Piko [98] tarafından yapılmıştır. Sunulan çalışmada gemilerin boy, genişlik, su çekimi, güç ve hız gibi parametrelerinin

tahmini için doğrusal olmayan regresyon modelleri geliştirilmiştir. Modellemede kullanılacak gemiler “*Lloyd’s Register of Shipping*” veri tabanına alınmış olup çalışmada konteyner, Ro-Ro, dökme yük gemisi, cevher gemisi, tanker, genel kargo ve yolcu gemisinden oluşan 7 gemi türü için toplam 10334 gemi kullanılmıştır. Gemi makine gücünün tahmini için ilk olarak sadece dedveyt bağımsız parametre olarak belirlenmiştir. Tatmin etmeyen sonuçların çıkması nedeniyle modellere gemi hızı da bağımsız parametre olarak eklenmiştir. Hız teriminin eklenmesiyle modellerin hata oranları düşüş göstermiş ve R^2 değerleri yükselmiştir. Böylece güçteki değişmeyi açıklamak için hız parametresinin önemli bir değişken olduğu görülmüştür.

Zelazny [99] yaptığı çalışmada konteyner gemileri, tankerler ve dökme yük gemilerinin sevk gücünü tahmin etmek için regresyon denklemleri sunmuştur. Çalışmada sadece 41 dökme yük gemisi, 53 konteyner gemisi ve 32 tanker içeren nispeten küçük bir veri tabanı kullanılmış ve kapasite parametreleri dikkate alınmamıştır. Dolayısıyla düşük kapsamlı yapılan bu çalışma, kabaca bir güç tahmini yapabilmekte olup yeterince tatmin eden sonuçlar üretmemektedir.

Regresyon modelleri kullanılarak gemi güç tahmini ile ilgili son çalışma 2019 yılında Cepowski [100] tarafından yapılmıştır. Çalışmada dedveyt veya TEU kapasitesi ile gemi hızı bağımsız parametre olarak alınarak tanker, dökme yük gemisi ve konteyner gemileri ile bunların alt türleri için ayrı ayrı modeller sunulmuştur. Bu kapsamda 2000 ile 2018 yılları arasında inşa edilmiş toplam 1710 tanker, 1248 dökme yük gemisi ve 442 konteyner gemisine ait veriler *Sea-web Ship* veri tabanından alınmıştır. Çalışmada elde edilen sonuçlar Piko [98] ve Zelazny [99] tarafından önerilen modeller ile karşılaştırılmış ve genel olarak sunulan modellerin önceki çalışmalara göre daha doğru sonuçlar ürettiği gösterilmiştir. Özellikle yeni inşa edilen büyük kapasiteli ve yüksek hızlı gemiler için modellerin daha doğru sonuçlar ürettiği açıkça belirtilmiştir. Ayrıca MAN tarafından sunulan teknik diyagramlar ile de karşılaştırılma yapılmıştır. MAN tarafından sunulan diyagramların, ortalama hızların dışındaki gemiler için hatalı tahminler yapacağı belirtilmiştir.

Kısıtlı regresyon modellerinin yanı sıra yapay sinir ağlarının kullandığı bir çalışma da bulunmaktadır. İkinci vd. [101] tarafından yapılan çalışmada kimyasal tankerin temel dizayn parametreleri olan genişlik (B), dikeyler arası boy (L_{BP}), su çekimi (T), dedveyt (DWT), gemi hızı (V) ve gemi gücünün (P) tahmini gerçekleştirilmiştir. Çalışmada regresyon ve yapay sinir ağlarını içeren toplam 18 farklı yöntem kullanılarak her bir parametrenin tahmini yapılarak karşılaştırmalar gerçekleştirilmiştir. Modellemede

kullanılan toplam 114 gemiye ait veriler, www.veristar.com ve www.gisbir.com (Türkiye Gemi İnşa Sanayiciler Birliği) web sitesinden alınmıştır. Gemi gücünün tahmini ile ilgili kısımda, öncelikle parametrelerin her biri ayrı olarak bağımsız değişken olarak alınmış daha sonra sırasıyla 2, 3, 4 ve 5'li olarak kombinasyonları denenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde tüm parametrelerin (B, L_{BP} , T, DWT ve V) kullanıldığı modellerin daha iyi performans sergilediği görülmüştür.

Gemi ana makine seçiminde etkili faktörlerin ağırlıklandırılması ve alternatifler arasından uygun olanın seçilmesi gemi inşa sürecinde alınması gereken önemli kararlardan biridir. Aşağıda sunulan çalışmalarda genellikle yöntem karşılaştırılması yapılmış, gemi makine seçim sürecinin detayları incelenmemiştir. Dolayısıyla kriterlerin belirlenmesinde bazı zayıflıklar bulunmaktadır. Örneğin çalışmalarda gemi makine gücü bir kriter olarak alınmıştır. Oysa, gemi makine gücü, dizayn aşamasında belirlenmekte olup bir kriter olarak kullanılmak yerine bir kısıt olarak kullanılmalıdır. Yani bir gemi makine seçimine başlamadan önce gemi makine gücünün belirlenmiş olması gerekmekte ve seçim bu belirlenen değere yakın güce sahip makineler arasından yapılmaktadır. Ayrıca gemi makine gücüne bağlı olarak zaten yakıt tüketimi, yağ tüketimi ve satın alma maliyeti gibi diğer kriterler bulunduğundan makine gücünün tekrar kullanılmasının uygun olmadığı düşünülmektedir.

Bulut vd. [102] tarafından yapılan çalışmada bir Panamax dökme yük gemisi için dizel ana makine seçimi yapılmıştır. Çalışmanın temel amacı, rotasyonel öncelik araştırması (RPI) yöntemi ile destekli bulanık AHP ile klasik bulanık AHP yönteminin karşılaştırılması olup vaka çalışması olarak gemi makine seçimi yapılmıştır. Çalışmada, güç, satın alma maliyeti, yakıt tüketimi, bakım, mevcut ticaret filosunda çoğunluk, ana makine modelin hasar geçmişi olmak üzere 6 temel kriter belirlenmiştir. Çalışmada kullanılan gemi için 8000 ile 14000 kW arasında değişen güçlerde iki ana imalat şirketinden 5, 6 ve 7 silindirli modellere sahip altı alternatif seçilmiştir. Klasik bulanık AHP analizine göre satın alma maliyeti ve mevcut dünya filosunda popüler kullanım en önemli ölçüt olarak çıkmış ve bunları sırasıyla güç, yakıt tüketimi, hasar geçmişi ve bakım izlemiştir. Daha sonra RPI destekli analiz gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçların klasik bulanık AHP ile büyük oranda benzerlik gösterdiği belirlenmiştir. Son üç kriterin önem derecelerinde farklılıklar olsa da ilk iki kriter benzer olarak elde edilmiştir.

Herişçakar [103] tarafından yapılan çalışmada gemi ana makine seçiminde çok kriterli karar verme yöntemleri olan AHP ve SMART uygulaması kullanılmıştır. Çelik Tekne

Tersanesi'nde inşa edilen Furtrans Şirketi'ne ait 6000 DWT'lik kimyasal tanker kullanılan çalışmada ana makine gücü 4000 kW olarak belirlenmiştir. Gemi makineleri konusunda tecrübeli kişilerle yapılan değerlendirmeler neticesinde kriterler belirlenmiş ve ana makine seçiminde ulaşılması gereken beş ana amaç olduğunu tespit edilmiştir. Bunlar: maliyetin en az olması, güvenilir bir makineye sahip olunması, teknik özelliklerin en iyi olması, bakım ve tutumun kolay ve yapılabilir olması ve çevre için belirlenmiş uluslararası kural ve kaidelere uyumlu bir makine seçilmesidir. Daha sonra bu ana amaçlar, mali kriterler, güvenilirlik, teknik özellikler, bakım tutum ve çevreciliktir olmak üzere birinci seviye kriterler haline getirilmiş ve bunlara ilgili alt kriterler eklenmiştir. Çalışma için belirlenen gemi için güçleri 4000 kW civarında olan toplam 6 adet farklı markalarda makine teklifi alınmıştır. Çalışma sonucunda, SMART metoduyla SULZER 6ZAL40S ve DEUTZ 645L8 en iyi alternatifler olurken, AHP ile çözümde SULZER 6ZAL40S en iyi puanı alan alternatif olmuştur.

Uzun ve Kazan [104] tarafından yapılan çalışmada gemi inşada ana makine seçimi uygulaması için AHP, TOPSIS ve PROMETHEE karşılaştırılması yapılmıştır. NB 25 Wartsila balıkçı gemisi için ana makine seçimi yapılan çalışmada toplam 12 kriter belirlenmiş ve bu kriterlere göre 7 ana makine arasından projeye en uygun makineye karar verilmeye çalışılmıştır. Ana kriterler; teknik özellikler, sözleşme kriterleri, marka güvenilirliği, işletme masrafları ve bakım masraflarıdır. Teknik özelliklere bağlı alt kriterler; güç, devir, ağırlık, hacim, klas gerekleri ve diğer teknik yeterliklerdir. Sözleşmeye bağlı alt kriterler; ilk yatırım maliyeti, teslim süresidir. İşletme masraflarına bağlı alt kriterler; yakıt tüketimi ve yağ tüketimidir. Çalışmada karşılaştırma yapılan makine modelleri Wartsila, ABC, MAN, MAK, RRM Bergen, Daihatsu ve Niigata'dır. Yapılan uygulama sonucunda AHP ve PROMETHEE yöntemlerinin yakın sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Genel olarak Wartsila, MAN ve MAK marka makineler en iyi alternatif olarak tespit edilmiştir.

1.10.2. Gemilerde ORC Uygulamaları ile İlgili Çalışmalar

Gemilerde ORC ile atık ısı geri kazanım çalışmalarını üç temel kategoriye ayırmak mümkündür. İlk kategoride [2,105-107] gemilerin yalnızca tek bir makine yükü (örn: %80 SMCR) dikkate alınarak çalışmalar gerçekleştirilmiştir. İkinci kategoride [3,5,108,109] gemilerin farklı yük durumları da hesaba katılarak tasarım dışı simülasyonlar yapılmıştır. Üçüncü kategorideki çalışmalarda [6,12,110,111] ise gemilerin çalışma profilleri de dikkate

alınmıştır. Yani farklı çalışma koşullarına ek olarak bir seyir boyunca o çalışma koşullarında geçirilen süreler dikkate alınarak tam bir seyir analizi yapılmıştır. Genel olarak bu üç temel kategoride, optimizasyon işlemi yapılmamış ya da basit bir optimizasyon prosedürü uygulanmıştır. ORC tasarımlarında yapay zeka optimizasyon algoritmalarının kullanıldığı çalışmalar, üç temel kategoriye ek olarak dördüncü kategori altında toplanmıştır. Farklı optimizasyon algoritmalarının kullanıldığı çalışmalarda hem tek amaçlı [29,112-117] hem de çok amaçlı [15,118-120] optimizasyonlar yapılmıştır. Aşağıda verilen literatür özetinde, bu kategorilere ait çalışmalar sistematik bir şekilde sunulmuştur.

Yang ve Yeh [2] bir ticari geminin ana makinesinden çıkan atık egzoz gazı ısını geri kazanmak için ORC sistemi uygulaması yaparak termodinamik ve ekonomik performans analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Bu amaç doğrultusunda ekonomik ve termodinamik performansını temsil etmek için sırasıyla net güç üretiminin toplam donanım maliyetine oranı olan net güç çıkış endeksi ve termal verim kavramları kullanılmıştır. Ayrıca ORC sistemine ön ısıtıcısı eklenmesinin etkinliği de incelenmiştir. Bu çalışmada R1234ze, R245fa, R600 ve R600a olmak üzere dört farklı iş akışkanı kullanılmıştır. Analizler tek bir ana makine yükünde gerçekleştirilmiş olup türbin giriş ve çıkış basıncı ile soğutma suyu sıcaklığının sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sonuçlar, en uygun ekonomik performans durumunda R245fa'nın en iyi performans sergilediğini ve bunu sırasıyla R600, R600a ve R1234ze'nin takip ettiğini göstermiştir. Ayrıca sisteme ön ısıtıcıya eklenmesinin geri ödeme sürelerini R245fa için 0.5 yıl, R1234ze için 0.65 yıl düşüreceği gösterilmiştir.

Yang ve Yeh [105] yaptıkları bir diğer çalışmada, türbin giriş ve çıkış basıncının bir ORC sisteminin net güç çıkışı, termal verimliliği ve toplam donanım maliyeti üzerindeki etkilerini incelemiştir. Uygulamalar ticari bir gemideki dizel makinenin egzoz gazı ve soğutma suyu sistemindeki atık ısının geri kazanılması amacıyla yapılmıştır. Ayrıca, net güç çıkış endeksi kullanılarak ORC sistemi için en uygun termo-ekonomik performansı elde edilmeye çalışılmıştır. Sıfır ozon tüketme potansiyeli ve düşük küresel ısınma potansiyeline sahip olan R245fa, R152a, R600a, R1234yf, ve R1234ze iş akışkanları tercih edilen çalışmada, tek bir ana makine çalışma şartı belirlenmiş olup atık ısı miktarı sabit olarak alınmıştır. Çalışma sonucunda R1234yf, termo-ekonomik performans açısından en uygun iş akışkanı olarak bulunmuş olup bunu sırasıyla R1234ze, R152a, R600a ve R245fa takip etmiştir.

Yang ve Yeh [106] çalışmalarında gemi dizel makinesine ait silindir ceket suyu atık ısısının geri kazanılmasını sağlamak için ORC uygulaması yapmışlardır. Altı farklı organik iş akışkanı kullanılan çalışmada optimum buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, iteratif bir optimizasyon süreci ile elde edilmiştir. Çalışmada net güç çıktısının, toplam ısı transfer alanına oranı amaç olarak belirlenmiştir. Sonuçlar, iş akışkanları arasında R600a'nın, belirlenen amaç fonksiyonu için en iyi sonucu verdiğini ve bunu sırasıyla R1234ze, R1234yf, R245fa, R245ca ve R1233zd'nin takip ettiği belirlenmiştir. Ayrıca elde edilen çalışma koşulları için ısıl ve ekserji verim hesapları da yapılmıştır. R245ca, R245fa ve R1234yf, termodinamik analize göre iş akışkanları arasında daha yüksek termal verime sahip olmalarına rağmen, amaç fonksiyonu değerlendirilmesinde üstün performansa sahip olamamıştır. Sonuç olarak üstün termodinamik özellikler sergileyen iş akışkanının, ısı transferi işleminde mutlaka mükemmel performans gösteremeyeceği belirtilmiştir.

Soffiato vd. [107], sıvılaştırılmış doğal gaz (LNG) gemisinde atık ısı geri kazanımı için farklı ORC sistem tasarımları yapmışlardır. Makine-jeneratör setlerinin egzoz gazlarıyla ilişkili atık ısı, gemi içi kullanım için düşük basınçlı buhar üretiminde kullanılırken ceket suyu, yağlama yağı ve süpürme havası soğutmasıyla ilişkili ısının bir kısmı tuzdan arındırılmış su üretimi için kullanılmış ve geri kalan ısı ORC sistemi için kullanılmıştır. Tek basınç, rejenerasyon ile tek basınç ve iki basınç seviyeli konfigürasyonlarında hem sabkritik hem de süperkritik çevrimler dikkate alınarak 6 farklı iş akışkanı için analizler yapılmıştır. İki adet 11000 kW ve bir adet 5500 kW çift yakıtlı dizel elektrik jeneratörü kullanılan gemide ana makine çalışma koşulu olarak %85 yük durumu seçilmiş ve analizler yalnızca bu tek çalışma şartı için gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, iki aşamalı ORC konfigürasyonu ile elde edilen maksimum net güç çıkışının, basit çevrim ve rejeneratif çevrime göre yaklaşık iki kat daha fazla olduğunu göstermiştir. Fakat iki aşamalı ORC konfigürasyonu, yapı karmaşıklığı ve güvenilirlik açısından değerlendirildiğinde dezavantajlı olduğu belirtilmiştir.

Song vd. [3] , gemiler için hem ceket soğutma suyundan hem de motor egzoz gazından gelen atık ısı için iki ayrı ORC sistemi tasarlamıştır. Farklı iş akışkanları arasından uygun iş akışkanını seçmek ve sistem parametrelerini belirlemek için değerlendirme kriteri olarak maksimum net güç çıktısı kullanılmıştır. Ayrıca bu iki atık ısı kaynağı, tek bir ORC sisteminde birleştirilerek ayrı sistemlerle karşılaştırılması yapılmıştır. Optimize edilmiş ORC sistemin ekonomik ve tasarım dışı analizleri de sunulmuştur. Çalışma sonunda iki ayrı ORC sistemi ile toplam net güç çıkışı 101.1 kW'a ulaşarak, % 10.2 değerinde bir verim artışı sağlanırken iki atık ısı kaynağı için tek bir ORC sistemi kullanıldığında maksimum net güç

çıkışı 99.7 kW'a düşmüştür. Net güç çıkışı biraz daha düşük olmasına rağmen, kompakt sistem yapısı ve düşük sermaye maliyeti gibi avantajları sayesinde iki atık ısı kaynaklı tek bir ORC sistemi tavsiye edilmiştir. İş akışkanı olarak Sikloheksan'ın kullanıldığı optimize edilmiş ORC sistemi için gemi dizel makinesinin dört tipik çalışma koşulu seçilerek tasarım dışı analiz yapılmıştır. Yapılan analizler neticesinde makine yükünün artması, buharlaşma sıcaklığını, iş akışkanının kütleli debisini ve net güç çıkışını arttırdığı tespit edilmiştir.

Akman ve Ergin [108], petrol tankeri için ORC tabanlı atık ısı geri kazanım sistemini; termodinamik, çevresel ve ekonomik açıdan farklı makine çalışma koşullarında incelemiştir. Atık ısı kaynağı olarak ceket soğutma suyunun, süpürme havasının ve egzoz gazının ayrı ayrı kullanılmasının yanında bu üç kaynağın birleşimi ile tek bir kaynak olarak da kullanılmıştır. Yapılan çalışmada iş akışkanı olarak yalnızca R245fa seçilmiştir. Sonuçlar, ORC tabanlı atık ısı geri kazanım sistemi kullanılmasının, geminin enerji santralinin toplam ısıl verimini %6'dan daha fazla artırdığını göstermiştir. Ayrıca kombine ORC sistemi ile motor %82 MCR ve daha yüksek makine yüklerinde çalıştırıldığında geminin tüm seyir elektrik talebinin karşılandığı görülmüştür. Diğer ORC sistemlerine kıyasla, kombine ORC atık ısı geri kazanım sistemi en yüksek sermaye maliyetine sahip olmakla beraber en kısa geri ödeme süresine sahip olduğu vurgulanmıştır. Ayrıca, bu sistemin gemi emisyonlarını yaklaşık %6.9 oranında azalttığı belirtilmiştir.

Köroğlu ve Söğüt [109] beş silindirli iki zamanlı düşük hızlı bir gemi dizel makinesinde ORC'nin enerji, ekserji ve ileri ekserji analizlerini yapmışlardır. Analizlerde tam yüklü gemi simülatörü verileri kullanılmış olup daha sonra, manivela pozisyonlarına göre parametrik analizler yapılmıştır. Çalışmada manivela konumuna göre %100, %85, %75 ve %60 yük durumuna ek olarak iş akışkanı olarak sikloheksan, izoheksan, R141b, R601 ve R601a, R113, R245fa olmak üzere 7 organik bileşik diğer bir parametre olarak seçilmiştir. Çalışma sonucunda, enerji ve ekserji verimi açısından ORC sistemi için en iyi akışkanın R113 olduğu tespit edilmiştir. Aynı zamanda R113'ün, diğer iş akışkanları arasında daha düşük toksisite ve yanıcılığa sahip olması ile çevresel ve güvenlik açısından da avantajlı olduğu vurgulanmıştır.

Andreasen vd. [5] konvansiyonel çift basınçlı buharlı RC ile ORC karşılaştırması yapmışlardır. Konteyner gemisi için gerçekleştirilen çalışmada, hem yüksek kükürtlü (ağırlıkça %3) hem de düşük kükürtlü (ağırlıkça % 0.5) yakıt kullanımı dikkate alınmıştır. Yakıttaki kükürt oranına bağlı olarak çığ noktası sıcaklığı değiştiği için kazan besleme sıcaklıkları yüksek kükürtlü ve düşük kükürtlü yakıt için sırasıyla 148°C ve 125°C olarak

alınmıştır. Tasarım dışı performanslar da incelenmiş olup makine yük oranları %25 ile %100 arasında seçilmiştir. İş akışkanları olarak, heksametildisiloksan, toluen, n-pentan, i-pentan ve c-pentan kullanılmıştır. Çalışma sonuçlarına göre, yüksek makine yüklerinde buharlı RC, daha düşük yüklerde ise ORC'nin performans açısından daha uygun olduğu görülmüştür.

Mondejar vd. [6], standart bir seyir yapan bir yolcu gemisine entegre edilmiş rejeneratif ORC'nin simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Çalışma gemisi olarak Stockholm (İsveç) ve Mariehamn (Finlandiya) arasında günlük güzergâh yapan M/S Birka Stockholm yolcu gemisi kullanılmış olup egzoz gazı sıcaklığı, makine yükü ve gemi elektrik talebi verileri dört haftalık bir süre zarfında kaydedilmiştir. Çalışmanın temel amacı optimize edilmiş ORC'nin tasarım dışı (off-design) çalışma performansının değerlendirilmesidir. Belirlenen tasarım koşullarının, farklı çalışma koşulları için toplam net güç çıktısını etkilediği vurgulanmış ve tasarım koşullarının seçiminin öneminden bahsedilmiştir. Bu çalışma için tasarım koşulu, seyir süreci boyunca kaydedilen egzoz gazı sıcaklığı ve debisinin ortalaması alınarak belirlenmiştir. Tasarım dışı simülasyonlar sırasında kontrol stratejisi üç temele dayanmıştır; evapöratör basıncı için sliding pressure mode uygulanmış, kondenser basıncı sabit tutulmuş ve iş akışkanının kütleli debisi gaz kelebeği ile kontrol edilmiştir. Çalışma sonucunda, ORC'nin maksimum net enerji üretimi kullanılarak gemideki toplam elektrik talebinin yaklaşık %22'sinin karşılanacağı tespit edilmiştir.

Shu vd. [12] gemilerin istatistiksel verilerinden elde edilen tipik çalışma koşullarını dikkate alarak ORC sistemi tasarlamışlardır. Farklı gemi tipleri için uygun çalışma koşulları dikkate alınarak, yedi farklı iş akışkan ile ORC sisteminin termodinamik performansı incelenmiştir. Ayrıca yolcu gemisi M/S Birka'nın operasyonel profili dikkate alınarak bir simülasyon da gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada geminin çalışma profili, 6 farklı makine yük durumu altında incelenmiştir. Tasarım koşulu olarak %45-55 makine yükü seçilmiş, diğer çalışma koşulları için tasarım dışı hesaplamalar yapılmıştır. Net güç hesaplanırken 6 farklı durum tek tek hesaplanmış ve seyir süreleri dikkate alınarak ağırlık ortalama ile tek bir sonuca indirgenmiştir. Çalışma sonucunda, R123 ve R365mfc akışkanlarının her koşulda diğer akışkanlardan daha fazla net güç çıkışı sağladığı tespit edilmiştir. Bununla birlikte, R123 ağır yüklerde daha fazla güç üretirken, hafif yüklerinde ise R365mfc iş akışkanının daha uygun olduğu gösterilmiştir. Ayrıca, gemilerin tipik operasyonel profilleri göz önünde bulundurularak ORC tasarımı yapıldığında, konteyner gemileri için R123 iş akışkanı daha uygun olurken, tanker ve dökme yük gemileri için R365mfc iş akışkanının daha uygun olacağı belirtilmiştir.

Ahlgren vd. [110] M/S Birka isimli yolcu gemisinden elde edilen 4 haftalık verileri kullanarak ORC simülasyonu gerçekleştirmişlerdir. Sunulan çalışmada hem basit hem de rejeneratif ORC için farklı iş akışkanları kullanılmıştır. Geminin hızına bağlı olarak altı farklı ana makine yük durumu tespit edilmiştir. Seyir zamanının yaklaşık %34'üne denk gelen 12 ile 14 kn hız aralığı, ORC için tasarım koşulu olarak kabul edilmiştir. Tasarım dışı çalışmada, her bir yük durumu için ana makinenin egzoz sıcaklıkları ve kütleli debilerinin ortalama değerleri ORC modeli için girdi olarak kullanılmıştır. Çalışma sonucunda her bir akışkan ve konfigürasyon için ortalama net güç üretimi hesaplanmış olup bu hesaplama, her bir yük koşulunun çalışma süresi ile net güç çıkışının ağırlıklı ortalaması alınarak gerçekleştirilmiştir. En büyük ortalama net güç çıkışının, rejeneratif ORC çevrimde kullanılan akışkanlar tarafından verildiği görülmüştür. Ayrıca rejeneratif çevrim için en yüksek ortalama net güç çıktısı, iş akışkanı olarak benzen kullanılması durumunda elde edilmiştir. ORC'den elde edilen güç, geminin toplam elektrik ihtiyacının yaklaşık % 22'sini karşılayarak yakıt ve maliyet tasarrufu sağladığı belirtilmiştir

Lümmen vd. [111] hızlı yolcu feribotunun hibrit güç aktarma organlarındaki atık ısının geri kazanılması için ORC konseptlerinin karşılaştırmasını yapmışlardır. Çalışmada batı Norveç şehri Bergen limanı ile komşu Askøy belediyesi arasındaki tipik hızlı yolcu feribot güzergahına hizmet eden bir gemiye ait operasyonel profil kullanılmıştır. Ayrıca farklı iş akışkan adayları, türbinden elde edilebilecek maksimum geri kazanılabilir iş miktarına göre basit bir optimizasyon aracılığıyla karşılaştırılmıştır. Sonuçlar arasında, rejeneratif bir ORC, geri kazanılabilecek güce ve bu tür bir sistemin entegre edilmesi gereken sınırlı alana göre egzoz gazlarından enerji elde etmek için en uygun çözüm olarak belirlenmiştir. İş akışkanı olarak ise R1234ze (Z), aralarında en umut verici aday olarak bulunmuştur.

Larsen vd. [112] 72240 kW gücüne sahip bir gemi makinesi için genetik algoritma kullanılarak ORC tasarımı yapmışlardır. Tasarım değişkeni olarak iş akışkanı, evaporatör basıncını ve Rankine proses yerleşimi (layout) kullanılmış ve amaç fonksiyonu ısı verim olarak belirlenmiştir. Bununla beraber proses kısıtlamalarının ve iş akışkanı tehlike seviyesinin etkileri de incelenmiştir. İş akışkanları, HMIS tarafından sağlık, yangın ve fiziksel tehlikelerine göre 1 ile 4 arasında derecelendirilmiş olup çalışmada bu referans kullanılmıştır. Çalışma sonucunda, iş akışkanının tehlike seviyesi arttıkça verimin arttığı görülmüştür. Dolayısıyla, güvenlik ve yüksek verimlilik talebini karşılayabilecek tek bir iş akışkanının olmadığı belirtilmiştir. Kuru tip organik akışkanların (tolüen, pentanlar, heksanlar ve heptanlar) reküperatörlü çevrimlerde daha yüksek verime sahip olduğu görülmüştür.

Rekuperatörsüz çevrimlerde, ıslak ve izantropik akışkanlar daha yüksek verimler sunmuş, özellikle etanol 240-360°C sıcaklık aralığında gelecek vadeden özellikler göstermiştir. Sonuç olarak ORC uygulamalarında, işlem basitliği, düşük basınç, yüksek verimlilik, düşük tehlike ve düşük çevresel etki gereksinimlerini karşılayan tek bir iş akışkanının olmadığı gösterilmiştir

Larsen vd. [29] iki zamanlı gemi dizel makinesinde ORC, KC ve buharlı RC karşılaştırması yapmışlardır. Atık ısı olarak egzoz gazlarının kullanıldığı çalışmada yalnızca tek bir ana makine çalışma şartında analiz yapılmıştır. Genetik algoritma kullanılarak net güç çıkışı maksimum yapılmaya çalışılmıştır. Ayrıca verimlilik, çevresel etki, güvenlik kaygıları ve her bir çevrimin pratik yönleri hakkında bir değerlendirme de sunulmuştur. Çalışma sonunda ORC'nin yaklaşık %7 oranında ek güç sağladığını gösterirken buharlı RC ve KC'de bu oranın %5 düştüğü gösterilmiştir. Bununla birlikte, organik iş akışkanlarının çok yüksek verimlere katkıda bulunurken yüksek küresel ısınma potansiyeline ve yüksek tehlike seviyelerine sahip olduğu vurgulanmıştır.

Baldi vd. [113] 3840 kW gücüne sahip dört zamanlı iki ana makineye sahip Panamax sınıfı bir kimyasal tanker için iki yıllık operasyonel verilerini kullanarak ORC optimizasyonu gerçekleştirmişlerdir. Genetik algoritma kullanılarak tek amaçlı optimizasyon yapılan çalışmada, amaç fonksiyonu olarak özgül yakıt tüketimi seçilmiştir. İş akışkanı olarak R236ea, R245fa, MM, MDM, benzen, toluen ve siklopentan kullanılmıştır. Kısmi yük performansını hesaba katan bir optimizasyon yaklaşımının, yalnızca tasarım noktasındaki performansın dikkate alındığı bir duruma kıyasla yıllık yakıt tüketimi açısından önemli faydalar sağladığı belirtilmiştir.

De la Fuente vd. [114] Kuzey kutup dairesinde seyir yapan 4100 TEU kapasiteli bir konteyner gemisi için ORC uygulaması yapmışlardır. Atık ısı olarak yalnızca ana makine süpürme havası kullanılan çalışmanın temel amacı kondenserde soğutucu olarak deniz suyu ve ortam havasının kullanılabilirliğinin araştırılmasıdır. Tasarım ve tasarım dışı çalışma şartları dikkate alınarak yapılan çalışmada optimizasyon algoritması olarak tek amaçlı parçacık sürü optimizasyon algoritması kullanılmıştır. Temel tasarım değişkenleri aşırı ısıtma sıcaklığı ve türbin giriş basıncı olup amaç fonksiyonu olarak yıllık CO₂ azaltma miktarı kullanılmıştır. Çalışmada R1233zd(E), R236fa, R236ea ve R245fa olmak üzere dört farklı iş akışkanı kullanılmıştır. Sonuçlar, soğutma suyu olarak deniz suyunun ve iş akışkanı olarak da R1233zd (E) kullanıldığı bir ORC ünitesinin en iyi seçenek olduğunu göstermiştir. R1233zd (E) kullanıldığı ve ORC ünitesinin deniz suyuyla soğutulduğu durumda yıllık CO₂

azaltma miktarı yaklaşık olarak 599 ton iken, hava ile soğutulduğunda ise yıllık CO₂ azaltma 471 ton olarak hesaplanmıştır.

Lion vd. [115] yaptıkları çalışmada ECA bölgesinde seyir yapan gemilerin NO_x emisyonlarının azaltması için düşük basınçlı EGR (LP EGR) ve ORC'nin birlikte kullanılabilirliğini araştırmışlardır. Çalışma için WinGD RT-flex58T, 6 silindirli, 13.6 MW gücünde, iki zamanlı, dizel motoru seçilmiş olup makine performansı analizi, makine performans simülasyon yazılımı olan Ricardo WAVE kullanılarak yapılmıştır. Makine, %100 %75 ve %50 yük durumunda simüle edilmiştir. Makinenin süpürme havası, egzoz gazı ve makine ceketini soğutma suyu kullanılarak farklı senaryolar analiz edilmiştir. ORC net güç çıktısını maksimize etmek için tek amaçlı sınırlı bir optimizasyon prosedürü uygulanmıştır. Optimizasyon işlemi, ilk önce en iyi küresel çözümü bulmak için genetik algoritma kullanılmış ve ardından yerel ölçekte bir Nelder-Mead Simplex algoritması kullanarak çözümü iyileştirmişlerdir. Çalışmada 8144 saat / yıl (yaklaşık 340 gün) gemi seyir süresi ile Dubai'den Hamburg'a yılda 8 kez sefer yapan bir kimyasal tanker olduğu varsayılmıştır. Çalışmanın sonucunda, LP EGR gibi yenilikçi emisyon azaltma stratejisi ve ORC gibi atık ısı geri kazanım sisteminin bir arada kullanılmasının olumlu etkiler yarattığı görülmüştür. Ayrıca ön ekonomik analiz sonuçlarına göre, ORC kullanılmadan yapılan çalışmalara kıyasla ORC ile yapılan operasyonlar için %5 oranında yakıt maliyetinde yıllık tasarruf sağlandığı gösterilmiştir.

Kalikatzarakis ve Frangopoulos [116] 13600 TEU konteyner gemisinin ana makinesi atık ısı ile çalışan bir ORC sisteminin termodinamik ve ekonomik optimizasyonu yapmışlardır. Sunulan çalışmada geminin tasarım ve tasarım dışı çalışma koşulları dikkate alınarak analizler gerçekleştirilmiştir. Amaç fonksiyonu olarak net bugünkü değer alınan çalışmada genetik ve ardışık kuadratik programlama algoritması beraber kullanılmıştır. Ayrıca çalışmada ısı değiştiricisinin optimum karakteristiklerini belirlemek için ana optimizasyon prosedürü içerisinde ikinci bir optimizasyonun gerçekleştirilmiştir. Karar değişkenleri olarak evaporatör basıncı, kondenser basıncı ve iş akışkanın kütleli debisi yanında ORC düzeni ve atık ısı kaynakları da kullanılmıştır. Sonuçlar, optimum ORC sisteminin yaklaşık %2 ile %3 ek güç sağladığını ve dizel jeneratörlerinin çalışma yükünü etkili bir şekilde azalttığını göstermiştir. Bununla beraber, ORC sisteminin sunulan çalışmada olduğu gibi büyük gemiler için bir milyon dolardan fazla yıllık tasarruf sağladığı belirtilmiştir. Ayrıca, ana makinenin çalışma profiline ve yakıt fiyatına bağlı olarak ORC sistemi kısa bir geri ödeme süresine sahip olabileceği vurgulanmıştır.

Akman ve Ergin [117] 49990 DWT kapasiteli bir tankerin ana makinesinden kaynaklı atık ısı için transkritik ORC çalışması yapmışlardır. Atık ısı kaynağı olarak yalnızca ana makine egzoz gazı kullanılmış ve iş akışkanı ise R152a seçilmiştir. Farklı makine çalışma yüklerinde enerji, ekserji ve çevresel parametreler analiz edilip, genetik algoritma ile optimizasyon yapılmıştır. Tek amaçlı yapıya sahip problemde amaç fonksiyonu ekserji verimi olarak belirlenmiştir. Tasarım değişkenleri ise türbin giriş basıncı, türbin giriş sıcaklığı ve ortalama kaynak sıcaklığı olarak seçilmiştir. Sonuçlar, gemide ORC sistemini kullanarak optimum koşullarda gemi güç üretim sisteminin toplam termal verimini %2.5'ten daha fazla arttırmanın mümkün olduğunu ve yılda 678.1 tona kadar CO₂ emisyonunda azalma sağlayabileceğini göstermiştir. Ayrıca, ekserji verimini en üst düzeye çıkarmak ve yakıt tüketimini en aza indirmek için ana makinenin yaklaşık %70 ve %75 MCR'si arasında çalıştırılması gerektiği tespit edilmiştir.

De la Fuente vd. [15] genetik algoritma ile Aframax tankeri için çalışma profilini dikkate alarak ORC optimizasyonu yapmışlardır. Çalışmada, benzen, heptan, heksametildisiloksan, tolüen ve R245fa olmak üzere beş farklı iş akışkan kullanılarak tasarım dizaynı ile beraber 5 farklı tasarım dışı şartı dikkate alınarak simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Çok amaçlı optimizasyon için değişkenler evaporatör basıncı, kondenser basıncı, evaporatör pinç sıcaklık farkı ve kondenser pinç sıcaklık farkı olarak belirlenmiştir. Amaç fonksiyonları ısıl verim, donanım boyutları (boru ve ısı değiştiricileri) ve güç çıkışı olarak belirlenmiştir. Elde edilen pareto çözümlerden nihai tek bir çözüm sunmak için AHP metodu ile amaçların önem derecesi belirlenerek puanlama sistemi kullanılmıştır. Çalışma sonucunda ORC kullanılmasının, hem yakıt tüketimi hem de CO₂ emisyonlarında klasik buharlı RC'ye göre yaklaşık %17 azalma sağlanacağı tespit edilmiştir.

Zhu vd. [118] gemi makinesi egzozundan atık ısı geri kazanımı için ORC sisteminin parametrik optimizasyonunu yapmışlardır. Bu çalışmada farklı iş akışkanları için optimum tasarım buharlaşma sıcaklığı ve yoğuşma sıcaklığı belirlenmeye çalışılmıştır. Ekonomik amaç fonksiyonu, net güç çıktısının toplam ısı değiştirici alanına oranı olarak tanımlanmış ve kapsamlı amaç fonksiyonu, ekserji veriminin ve ekonomik amaç fonksiyonunun ağırlıklı toplamı olarak belirlenmiştir. Bu iki amaç fonksiyonun ağırlıkları gri ilişki analizi ile tespit edilmiştir. Çalışma için Chongqing Guojiatuo limanından Yichang Maoping limanına gidiş dönüş yapan üç dizel makineye sahip kargo gemisi kullanılmıştır. Çok amaçlı değerlendirmeler sonucunda elde edilen tasarım parametrelerinden sonra geminin farklı çalışma koşulları için analizler yapılmıştır. Çalışma sonucunda, 97 kW'lık maksimum net

güç çıkışı ile R141b en uygun iş akışkanı bulunmuş ve bunu sırasıyla R113 ve sikloheksan izlemiştir. En düşük performansı R600a iş akışkanı göstermiştir. Çeşitli çalışma koşulları altında R141b ile optimize edilmiş ORC sisteminin teknik olarak uygulanabilir ve ekonomik açıdan cazip olacağı vurgulanmıştır

Baldasso vd. [119] NO_x emisyon azaltma teknolojileri olan EGR ve SCR'nin yeni gemilere kurulacak atık ısı geri kazanım ünitelerinin performansına etkilerini araştırmıştır. Bu amaç doğrultusunda emisyon kontrol alanlarında faaliyet gösteren 2500 TEU kapasitesine sahip bir LNG gemisi dikkate alınmıştır. Çalışmada genetik algoritma kullanılarak, amaç fonksiyonlarının ORC'nin yıllık elektrik üretimi, ısı değiştiricilerinin hacmi ve yatırımın net bugünkü değeri olduğu çok amaçlı bir optimizasyon yapılmıştır. Tasarım değişkenleri, tasarım noktası makine yükü, türbin giriş basıncı, türbin giriş sıcaklığı, kondenser sıcaklığı, iş akışkanı debisi, EGR gaz çıkış sıcaklığı ve ısı değiştiricisi parametreleri olarak belirlenmiştir. Yüksek basınçlı SCR, düşük basınçlı SCR ve EGR teknolojileri için optimizasyon yapılarak Tier II durumu ile yüksek basınçlı SCR, düşük basınçlı SCR ve EGR teknolojileri arasında karşılaştırma yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar, geminin yüksek basınçlı SCR ünitesi ile donatılması veya Tier II modunda çalıştırılması yerine düşük basınçlı SCR veya bir EGR ünitesi ile donatılması durumunda daha düşük maliyetli bir çözümü temsil ettiğini göstermektedir.

Han vd. [120] LNG yakıtlı gemilerin atık ısı ve soğuk enerji geri kazanımı için üçlü ORC sistemi önermişlerdir. Çalışmada gemi ana makinesinin egzoz gazı ve ceket soğutma suyu ısı kaynağı olarak kullanılırken kondenserde soğuk kaynak olarak LNG yakıtının gazlaştırılması için gerekli soğuk enerjisi ve deniz suyu kullanılmıştır. Çok amaçlı adaptif ateş böceği algoritması kullanılan çalışmada ısı kaynağı kullanım oranı, sistem ekserji verimliliği, net çıkış gücü ve sistem maliyeti amaç fonksiyonları olarak belirlenmiştir. 15 farklı iş akışkanı kullanılarak en uygun iş akışkanı da belirlenmeye çalışılmıştır. Çalışma sonucunda nihai ORC sisteminin iş akışkanı ve çalışma sıcaklıkları sırasıyla birinci aşama için 132.1 / 9.8°C'de R290, ikinci aşama için 9.8 / -89.2°C'de R601a ve üçüncü aşama için 75.5 / -18.3°C'de R236ea olarak belirlenmiştir.

1.11. Tez Çalışmasının Amacı ve Kapsamı

1.11.1. Amaç

Günümüzde her alanda olduğu gibi denizcilik alanında da enerjinin verimli bir şekilde kullanılması, mevcut atık ısı enerjisinin geri kazanılması sınırlı kaynaklar göz önüne alındığında büyük bir önem taşımaktadır. Enerjinin verimli kullanımı hedefine ulaşmak için etkin teknolojilerin ve yöntemlerin kullanılması kaçınılmazdır. Bu bağlamda, gemilerin üretim sürecinden, işletilmesine kadarki her aşamada enerji kullanımının uygun bir şekilde planlanması daha çevreci sonuçların elde edilmesini sağlayacaktır.

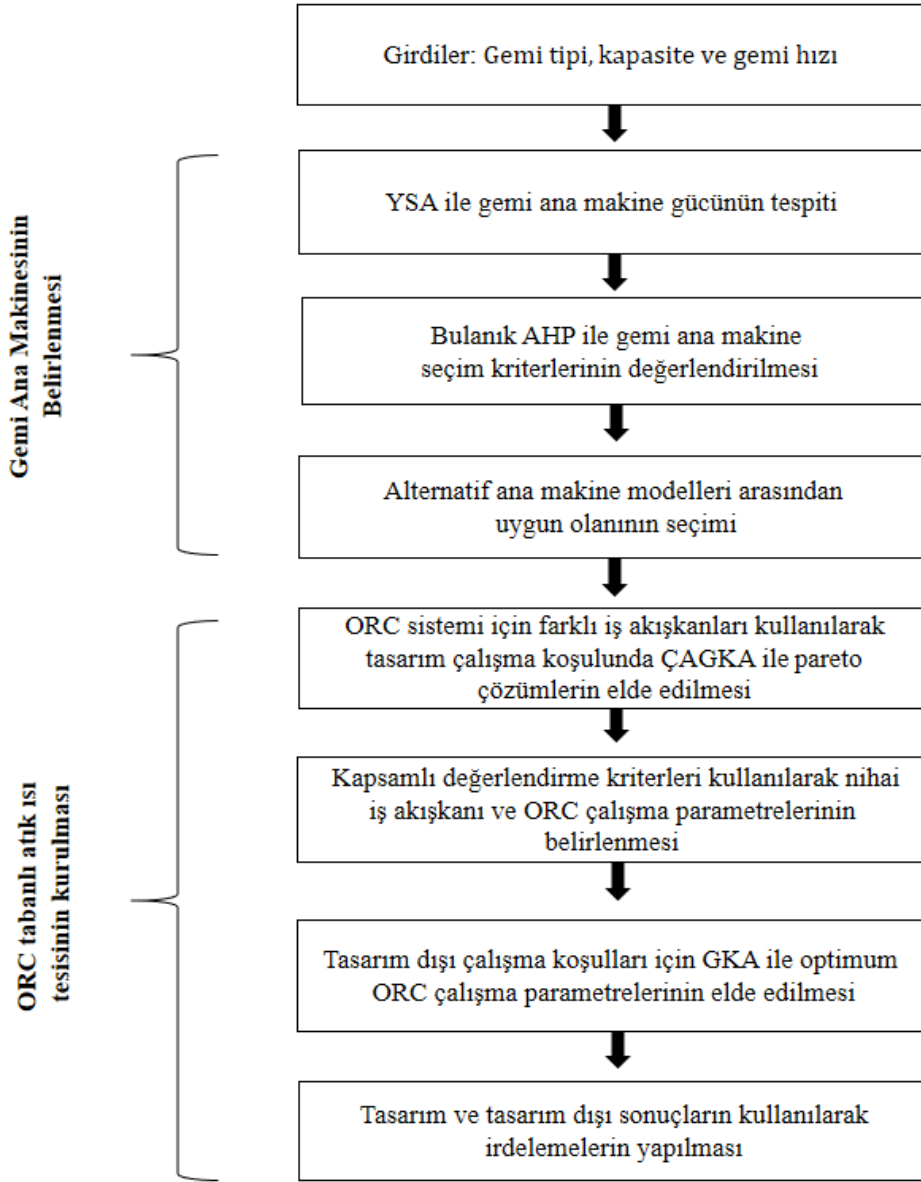
Sunulan tez çalışmasının temel amacı, inşa edilecek bir gemi için ana makinenin belirlenmesi ve ORC tabanlı atık ısı geri kazanım sisteminin kurulması için yapay zeka destekli yaklaşımlar sunmaktadır. Böylece bir gemi, inşa edilmeden önce en uygun ana makine ve ORC tabanlı atık ısı geri kazanım sistemi belirlenecek ve kurulan sistemin geri ödeme süresi ve yıllık yakıt kazancı gibi ekonomik analizleri ortaya konabilecektir.

1.11.2. Kapsam

Sunulan tez çalışmasında yapay zeka yaklaşımları kullanılarak inşa edilmesi düşünülen bir gemi için uygun ana makinenin belirlenip ORC tabanlı atık ısı geri kazanım sisteminin kurulması için çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bir gemi için uygun ana makinenin belirlenmesi; gemi ana makine gücünün tespit edilmesi ve istenilen kriterlere uygun ana makinenin seçimi olmak üzere iki aşamadan oluşmaktadır. Tez çalışması kapsamında, tanker, konteyner ve genel kargo gemisi olmak üzere üç gemi tipinin gemi ana makine gücünün belirlenmesi için YSA yaklaşımı kullanılmıştır. Gemilerin temel karakteristik özellikleri ve makine bilgilerini içeren veri setleri Bureau Veritas ve ClassNK klas kuruluşlarının veri tabanlarından alınmıştır. Konteyner gemileri için güç tahmin modelinde girdi parametreleri, TEU ve gemi hızı iken tanker ve dökme yük gemileri için girdi parametreleri, DWT ve gemi hızı olarak belirlenmiştir. İleri beslemeli ağ yapısına sahip YSA modellerinde eğitim algoritması olarak Levenberg-Marquardt algoritması kullanılmıştır. Gemi ana makine gücünü tahmin eden YSA modelleri geliştirildikten sonra gemi ana makinesinin seçilmesi ilgili çalışmalara geçilmiştir. Öncelikle bir ana makinenin seçilmesinde etkili olan kriterler araştırılmış ve belirlenen tüm kriterler, ana ve alt kriterlere

ayrılmıştır. Kriterlerin önem dereceleri, bulanık tabanlı AHP metodu kullanarak belirlenmiştir. Bu bağlamda Türkiye’de faaliyet gösteren farklı tersanelerin ilgili bölümünde çalışan uzman gemi mühendisleri ile görüşmeler yapılarak kriterlerin ikili değerlendirmeleri sözel olarak toplanmış ve ilgili kriterlerin değerlendirilmesi tamamlanmıştır. Böylece kriterlerin önem dereceleri belli olan ana makine seçim sürecinde karar verme oldukça kolay bir hale getirilmiş ve tez çalışmasının ilk bölümü tamamlanmıştır.

Tez çalışmasının ikinci bölümünde ana makinesi belli olan bir gemi için optimum ORC tabanlı atık ısı geri kazanım sisteminin kurulması araştırılmıştır. ORC tabanlı atık ısı geri kazanım sistemi uygulaması için 2200 TEU kapasitesine sahip ve servis hızı 21.5 knot olan bir konteyner gemisi seçilmiştir. Bilindiği gibi tipik bir gemi dizel makinesinde, yakıt enerjisinin yaklaşık %45’i faydalı güç çıkışına dönüştürülürken, kalan enerji egzoz gazı, ceket soğutma suyu, süpürme havası soğutması ve yağlama sistemlerinden dışarı atılmaktadır. Gemideki tüm atık ısı kaynakları değerlendirildiğinde ise egzoz gazı, hem miktar hem de kalite açısından en iyi atık ısı kaynağı olarak görülmektedir. Dolayısıyla sunulan çalışmada atık ısı geri kazanımını için ana makineden çıkan egzoz gazı temel kaynak olarak kullanılmıştır. ORC uygulaması için farklı organik iş akışkanları kullanılarak termodinamik performansının yanı sıra akışkanların çevresel etkisi ve tehlike seviyeleri de dikkate alınarak özgün bir seçim stratejisi geliştirilmiştir. Bu bağlamda literatürde sıklıkla tercih edilen R22, R123, R124, R142b, R134a, RC318, R236ea, R245fa, R1234yf ve R1234ze[E] iş akışkanları kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Hem temel ORC hem de RORC sistemi kullanılarak çok amaçlı GKA yardımıyla her bir iş akışkanı için pareto çözümler elde edilmiştir. Gerçekleştirilen optimizasyon çalışmalarında net iş çıkışı ve elektrik üretim maliyeti olmak üzere iki amaç fonksiyonu kullanılmıştır. Öklid uzaklığı ifadesi ile her bir iş akışkanı için elde edilen nihai çözümler bir araya getirilerek çevresel etki ve güvenlik parametreleri de dikkate alınarak gri ilişkisel analiz ile kapsamlı bir değerlendirme yapılmış ve en uygun iş akışkanı belirlenmiştir. Ayrıca, gemiler seyir boyunca rotasında ilerlerken değişen makine yükü ve çevre şartlarına bağlı olarak çoğu zaman tasarım dışı şartlarda çalıştıkları için tasarım dışı modeller uygulanarak tasarım dışı çalışma koşulları da analiz edilmiştir. Son olarak temel ORC ve RORC sistemlerinden elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak en uygun atık ısı geri kazanım sistemi ve çalışma parametreleri sunulmuştur. Yürütülen tez çalışması, Şekil 34’te akış şeması olarak özetlenmiştir.



Şekil 34. Tez çalışmasının akış şeması

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

2.1. Gemi Ana Makine Gücünün Hesaplanması

Gemilerin istenilen sevk hızında seyir yapabilmesi, makine gücünün doğru bir şekilde hesaplanması ve uygun bir makinenin seçimine bağlıdır. Gerekli ana makine gücünün belirlenmesi ise gemi direncinin hassas bir şekilde hesaplanmasıyla gerçekleşmektedir. Güvenilir olarak gemi direncinin hesaplanması, matematik model teknikleri veya model deneyleri ile sağlanmakla beraber ön dizayn aşamasında gemi ana boyutları ve bazı karakteristik değerleri ile yaklaşık olarak güç hesaplama yöntemleri kullanılmaktadır. Bu yöntemler aşağıdaki gibi sıralanabilir [121, 122].

- Benzer gemilerden yararlanmak
- Ampirik formüller kullanmak
- İstatistiksel diyagramlar kullanmak
- Sistematik direnç ve model deneylerinden çıkarılan yöntemler kullanmak
- Mevcut gemiler kullanılarak geliştirilen tahmin modellerini kullanmak

Bu bölümde öncelikle yukarıda sayılan yöntemlerden kısaca bahsedilip, daha sonra tez kapsamında yapılan çalışma olan YSA ile gemi makine gücü tahmini ile ilgili açıklamalar yapılacaktır.

2.1.1. Benzer Gemilerden Yararlanarak Güç Hesaplama

Güç hesabı yapılacak bir geminin, geometrik olarak benzeri mevcutsa bunlar gemi ve modeli gibi düşünülerek Froude Yöntemi'nde olduğu gibi güç hesaplaması yapılabilmektedir. Hesabı yapılacak gemiye benzer geminin ana boyutları, hızı, narinlik katsayıları, LCB gibi değerleri yaklaşık olarak eşit ise aynı Froude sayısı için Denklem 60'da gösterilen *Admiralty* sabitlerinin eşit olduğu varsayılarak efektif güç (P_E) aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir [122].

$$C = \frac{\Delta^{2/3} V^3}{P_E} \quad (60)$$

Burada, Δ ve V sırasıyla deplasman [ton] ve gemi hızını [knot] göstermektedir.

2.1.2. Ampirik Formüller ile Güç Hesaplama

Gemi dizaynının başlangıç aşamalarında kısıtlı veri ile gemi sevki için gerekli güç, farklı gemi tipleri için ayrı ayrı geliştirilen ampirik formüller yardımıyla da hesaplanabilmektedir. Bunlardan ilki aşağıda verilen Admiralty katsayısı kullanılarak güç hesaplama yöntemidir.

$$P_E = \frac{\Delta^{2/3} V^3}{A_c} \quad (61)$$

Burada Δ ve V sırasıyla deplasman ve gemi hızıdır. A_c aşağıdaki ampirik ifade ile elde edilebilmektedir.

$$A_c = 3.7 \left(\sqrt{L} + \frac{75}{V} \right) \quad (62)$$

Burada; L , gemi boyu [m] ve V , gemi hızıdır [m/s]. Gemi gücünü tahmin etmek için 1960 yılında Watson tarafından başka bir ampirik ifade önerilmiştir [121].

$$P = \frac{5 \Delta^{2/3} V^3 [40 - 0.017L + 400(K - 1)^2 - 12C_B]}{15000 - 110n \sqrt{L}} \quad (63)$$

Burada;

P = güç [kW]

Δ =deplasman [ton]

L = gemi boyu [m]

V =gemi hızı [m/s]

K = katsayı ve yaklaşık olarak 1.06 alınabilir

C_B = blok katsayısı

n = makine devir sayısı[dev/s]

Blok katsayısı yaklaşık olarak 0.7 alınarak formül, blok katsayısından bağımsız hale getirilirse gerekli güç aşağıdaki gibi elde edilmektedir [121].

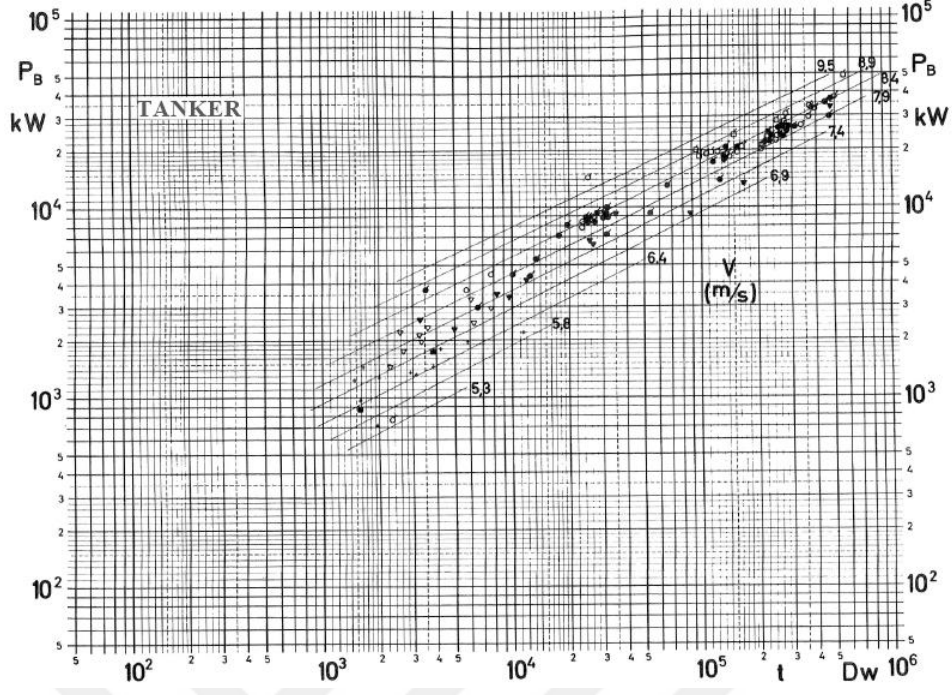
$$P = \frac{5 \Delta^{2/3} V^3 [33 - 0.017L]}{15000 - 110n \sqrt{L}} \quad (64)$$

Yukarıda verilen formüllerin yanında ticari gemiler için Völker tarafından önerilen formül, tankerler için Wolf-Rudiger Scheneider tarafından önerilen formül ve savaş gemileri için Brown tarafından önerilen formüller gibi farklı yöntemler de bulunmaktadır. Tüm bunlar genellikle özel tip ve boyuttaki gemiler için uygun olduğu için bu alanın dışına uygulandığı zaman yanlış sonuçlar doğurabilmektedir [121, 122].

2.1.3. Teknik Diyagramlar Kullanılarak Güç Hesaplama

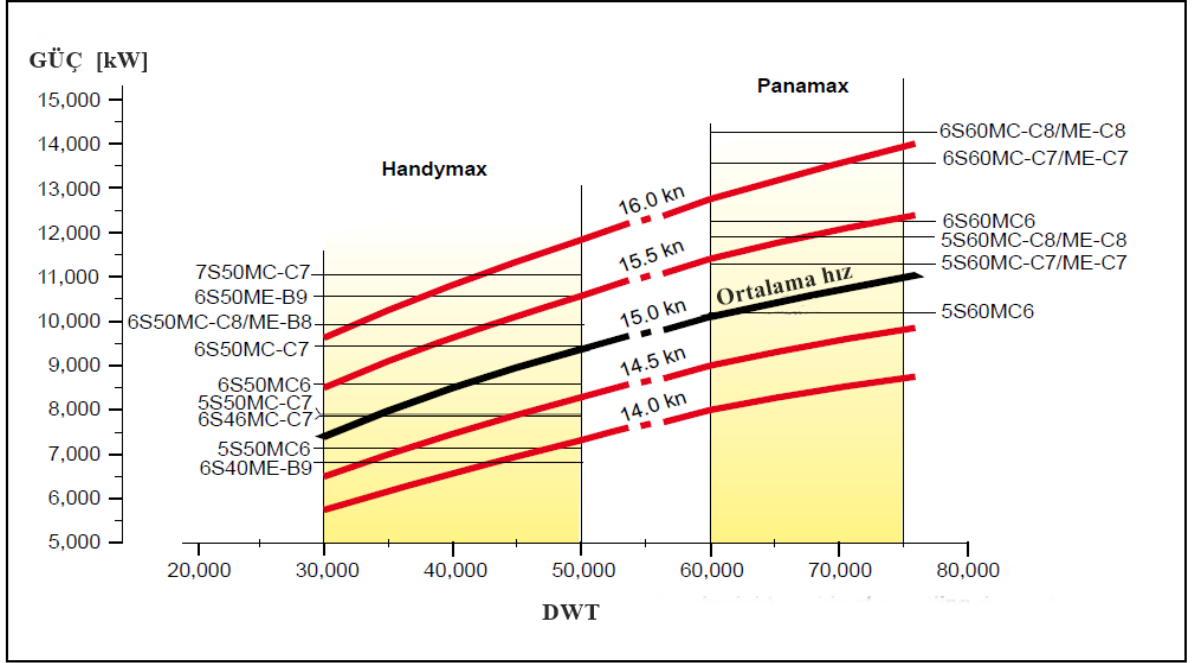
Ön dizayn aşamasında gücü yaklaşık olarak belirlemenin başka bir yolu da istatistiksel diyagramlar kullanılmasıdır. Bu diyagramlar genellikle farklı gemi tipleri için ayrı ayrı sunulmakta olup efektif gücün, dedveyt veya deplasmana göre değişimini gösteren belirli gemi hızlarına sahip eğrilerden oluşmaktadır. Bununla beraber, yatay ekseninde Froude sayısı düşey ekseninde R_T/Δ değeri olan diyagramlar da bulunmaktadır.

Bu diyagram örneklerine Harvard tarafından yayımlanan “*Resistance and Propulsion of Ships*” adlı kitaptan erişilebilmektedir. Kitapta tankerler, dökme yük gemileri, römorkör ve buz kıran gemileri gibi bazı gemi tipleri için hazırlanmış diyagramlar bulunmaktadır. Örnek olarak tankerler için sunulan diyagram Şekil 35’te verilmiştir [121].



Şekil 35. Tankerler için güç hesaplama diyagramı [121].

Ayrıca bazı gemi makinesi üreten firmalar da benzer diyagramlar hazırlamışlardır. Örneğin, MAN firması tarafından sunulan teknik makalelerde 1999-2007 döneminde inşa edilen veya sözleşmeli yapılan tankerler için ortalama gemi karakteristikleri ve hızlarına dayanarak, 5.000 DWT'den 560.000 DWT'ye kadar çeşitli boyutlardaki tankerler için Holtrop & Mennen yöntemi ile güç hesaplaması yapılmıştır. Her durumda, %15 deniz marjı ve %10 makine marjı olduğu varsayılmıştır. Şekil 36'da MAN firması tarafından Handymax ve Panamax tankerleri için hazırlanan teknik diyagram gösterilmiştir. Burada DWT ve gemi hızı bilinen bir gemi için gerekli makine gücü ve uygun makine modelleri belirlenebilmektedir [123].



Şekil 36. Handymax ve Panamax tankerleri için güç diyagramı [123].

2.1.4. Direnç ve Model Deneylerinden Çıkarılan Yöntemler ile Güç Hesaplama

Sistematik direnç araştırmalarının istatistikî analizi ile gemilerde güç hesaplamasına ait ilk çalışmalar Doust tarafından yapılmıştır. İlgili çalışmada direnç katsayısı, gemi karakteristik değerlerine bağlı olarak tanımlanmıştır. 200 adet balıkçı gemisinin model deneylerinin istatistiksel analizi ile 6 dizayn parametresinin etkili olduğu tespit edilmiş ve direnç değeri bu parametrelerin fonksiyonu olarak verilmiştir. Bununla beraber sistematik model deneylerinden elde edilen yöntemler kullanılarak da gemi güç hesapları yapılabilmektedir. Bu yöntemler, gemi direncine etki eden geometrik faktörlerin belirlenen uygun değişim aralıklarında sistematik olarak değiştirilmesiyle oluşturulan modelleri kullanılarak her bir parametrenin gemi direnci üzerindeki etkileri incelenmesiyle elde edilen sonuçların diyagram ve/veya tablolar şeklinde verilmesine dayanmaktadır. Sistematik model deneylerinde genellikle normal yük ve yolcu gemileri esas alınmakla beraber özel gemiler için de benzer sistematik araştırmalar yapılmıştır. Bu araştırmalara örnek olarak, Taylor'un standart serisi, Seri 60, BSRA serileri, seri 64, SSPA serileri, Marad serisi, NPL Koster ve NPL yüksek hızlı tekne serileri ile balıkçı tekneleri için Ridgely-Nevitt serileri verilebilir. Hesap yöntemleri, gemilerin yaklaşık güç değerlerini vermekle beraber sistematik model deneylerinin bir kısmında kullanılan formlar günümüz koşullarında geçerliliğini

kaybetmiştir. Ayrıca sistematik model deneylerinde gemi baş tarafında kullanılan yumrubaşların etkisi dikkate alınmadığı gibi kış formları da değişik görünümündedir [122].

2.1.5. Mevcut Gemiler Kullanılarak Geliştirilen Tahmin Modellerini Kullanmak

Ön dizayn aşamasında gemilerin sevk gücünü pratik olarak tahmin etmek için mevcut gemi veri tabanlarına dayanan modeller de kullanılabilir. Bu bağlamda yapılan çalışmalardan biri 1980 yılında Piko [98] tarafından gerçekleştirilmiştir. Çalışmada boy, genişlik, su çekimi, güç ve hız gibi parametreler regresyon analizi ile tahmin edilmiştir. Modellemelerin yapılabilmesi için “*Lloyd’s Register of Shipping*” veri tabanından konteyner, RORO, dökme yük gemisi, cevher gemisi, tanker, genel kargo ve yolcu gemisinden oluşan toplam 10334 gemi kullanılmıştır. Çalışmada ilk olarak sadece DWT kullanılarak aşağıda verilen 2 alternatif model kurulmuştur.

$$HP = \alpha \cdot (DWT)^\beta \cdot \epsilon \quad (65)$$

$$HP = \alpha + \beta \cdot (DWT) + \epsilon \quad (66)$$

Burada HP ve DWT sırayla beygir gücü ve dedveyti gösterirken α ve β ise regresyon katsayılarıdır. Bu kurulan iki modelin de R^2 değerleri oldukça düşük bulunmuş ve verilerin temsili için yeterli olmadığı belirtilmiştir. Bu sebeple güçteki değişmeyi açıklamak için hız faktörü de kullanılarak aşağıdaki verilen model esas alınarak analizler gerçekleştirilmiştir.

$$HP = \alpha \cdot (DWT)^\beta \cdot (V)^\gamma \cdot \epsilon \quad (67)$$

Hız teriminin eklenmesiyle modellerin hata oranları düşüş göstermiş ve R^2 değerleri yükselmiştir. Böylece güçteki değişmeyi açıklamak için hız parametresinin önemli bir değişken olduğu görülmüştür. Bu konu ile ilgili bir diğer çalışma 2019 yılında Cepowski [100] tarafından yapılmıştır. Çalışmada DWT veya TEU kapasitesi ile gemi hızı bağımsız parametre olarak alınarak tanker, dökme yük gemisi ve konteyner gemileri ile bunların alt türleri için ayrı ayrı modeller sunulmuştur. Bu kapsamda 2000 ile 2018 yılları arasında inşa edilmiş toplam 1710 tanker, 1248 dökme yük gemisi ve 442 konteyner gemisi kullanılmıştır. Denklem 82’de Piko [98] tarafından kurulan model esas alınarak yapılan çalışmada güncel

gemi verileri kullanıldığı için bugünün şartlarında inşa edilen gemilerin güç tahmininin daha doğru yapılması amaçlanmıştır. Çalışma sonucunda elde edilen modellere ait regresyon katsayıları, standart sapma (SS) ve R^2 değerleri ana ve alt gemi türleri için sırasıyla Tablo 7 ve Tablo 8’de gösterilmiştir.

Tablo 7. Ana gemi türleri için regresyon sonuçları [100].

Gemi Tipi	α	β	γ	SS	R^2
Tanker	2.66	0.6	0.6	1662	0.988
Dökme yük	4.297	0.6	0.4	1167	0.989
Konteyner	10.13	0.6	1	4210	0.987

Tablo 8. Alt gemi türleri için regresyon sonuçları [100].

Gemi Tipi	Alt tür	α	β	γ	SS	R^2
Tanker	Handysize	0.364	1/2	1.8	868	0.974
	Handymax	17.033	1/3	1	1285	0.977
	Panamax	0.1	0.8	1	1134	0.99
	Aframax	18.59	1/3	1	1332	0.989
	Suezmax	2.894	1/2	1	1180	0.995
	VLCC	3.20E-06	1/7	1/2	1922	0.995
Dökme yük	Handysize	0.731	0.6	1.1	765	0.983
	Handymax	0.691	0.6	1.1	785	0.99
	Panamax	16.277	1/3	1	1120	0.986
	Capesize	0.858	0.6	1	1267	0.992
	Large Capesize	1.81E-02	0.8	1.5	1788	0.991
	VLCC	1.58E-03	0.8	2.4	1041	0.998
Konteyner	Small Feeder	11.634	0.8	1/4	215	0.995
	Feeder	4.08	0.7	1	846	0.997
	Panamax	8.885	0.8	1/2	2183	0.997
	Post Panamax	25.593	1/2	1	4397	0.993
	ULCV	560.695	0.4	1/3	3317	0.999

Tablo 7 ve 8’den görüldüğü gibi β katsayısı tüm ana ve alt gemi türleri için 1’den küçük çıkmıştır. Bu sonuç, DWT ve TEU kapasitesinin ana makine gücü üzerindeki etkisinin doğrusal olmadığını göstermektedir. Bununla birlikte, söz konusu tablolarda γ

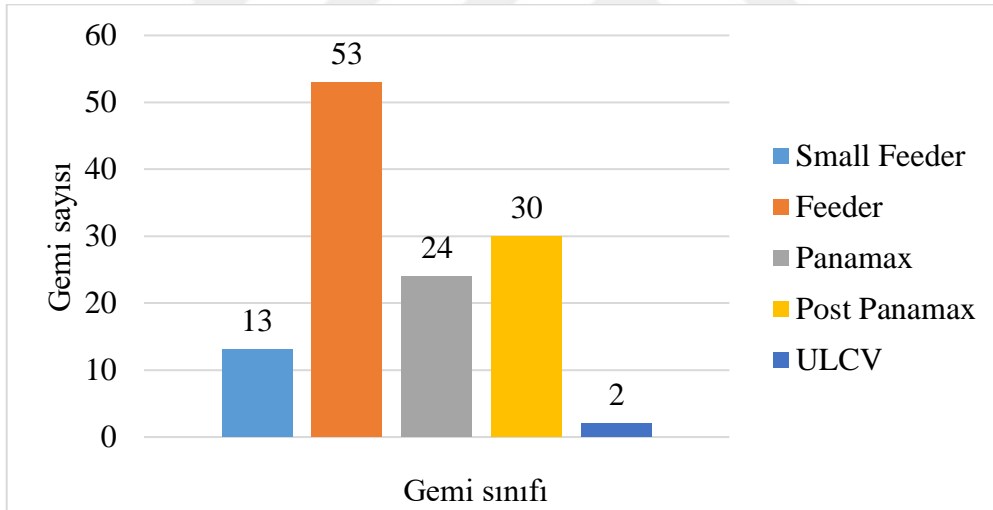
katsayısının özellikle alt gemi türleri için 1'e yakın değerler aldığı görülmüştür. Dolayısıyla gemi hızının, makine gücü üzerindeki etkisinin doğrusala yakın olduğu söylenebilmektedir. Çalışmada elde edilen sonuçlar Piko [98] tarafından önerilen modeller ile karşılaştırılmış ve genel olarak daha doğru sonuçlar ürettiği gösterilmiştir. Özellikle yeni inşa edilen büyük kapasiteli ve yüksek hızlı gemiler için tahmin sonuçlarının daha gerçekçi sonuçlar ürettiği açıkça belirtilmiştir.

2.1.6. YSA ile Gemi Ana Makine Gücünün Belirlenmesi

Literatürde gemi ana makine gücünün bulunması ile ilgili yöntemler genel olarak yukarıdaki bölümlerde açıklanmıştır. Tez kapsamında yapılan çalışmada, gemi ana makine gücünün belirlenmesi için YSA yaklaşımı kullanılmıştır. Dolayısıyla yapılan bu çalışma, mevcut gemiler kullanılarak geliştirilen tahmin modelleri kategorisi içinde değerlendirilmelidir. Genel olarak YSA, gemi gücünü belirlenmesi probleminde olduğu gibi karmaşık sistemler için daha hızlı ve doğru modeller sunmaktadır. Bu çalışmada tanker, konteyner ve dökme yük gemisi olmak üzere üç farklı gemi tipi için güç tahmini yapılmıştır. Gemilerin temel karakteristik özellikleri ve makine bilgilerini içeren veri setleri, Bureau Veritas [124] ve ClassNK [125] klas kuruluşlarının sitesinden alınmıştır. İlgili sitelerin veri tabanından 2000 yılından sonra inşa edilmiş toplam 978 konteyner gemisi, 1494 tanker ve 1065 dökme yük gemisi toplanmıştır. YSA ile modelleme yapılmadan önce bu veriler ön işleminden geçirilmiştir. İlk olarak benzer karakteristiklere sahip ve kardeş gemiler, veri setlerinden çıkarılmıştır. Daha sonra eksik bilgili veriler ve gürültü veriler tespit edilip ilgili veri setinden ayıklanmıştır. Sonuç olarak modelleme için toplam 122 konteyner gemisi, 450 tanker ve 377 dökme yük gemisi ayrılmıştır. Her bir gemi tipinde kurulacak modellerin, tüm alt gemi sınıfları için doğru sonuçlar vermesi için gemi seçimine özen gösterilmiştir. Bu amaç doğrultusunda alt sınıfların sayısı, mevcut dünya filoları ile orantılı olarak belirlenmiştir. Konteyner gemileri için Small Feeder, Feeder, Panamax, Post Panamax ve ULCV (Ultra Large Container Vessel) olmak üzere 5 alt sınıf bulunmakta olup bu alt sınıflara ait gemilerin tipik karakteristik özellikleri Tablo 9'da verilmiştir. Çalışma kapsamında kullanılan konteyner gemisi alt sınıflarının gemi sayısı ise Şekil 37'de gösterilmiştir. Ayrıca bu alt sınıfa ait gemilerin TEU, gemi hızı ve ana makine gücünün, minimum, ortalama ve maksimum değerleri Tablo 10'da sunulmuştur.

Tablo 9. Konteyner gemilerine ait alt sınıfların tipik karakteristikleri [126].

Konteyner Sınıfı	TEU	LOA [m]	B [m]
Small Feeder	1000'den küçüktür	150'den küçüktür	22'den küçüktür
Feeder	1000-2800 arasındadır	Yaklaşık 150-210 arasındadır	Yaklaşık 22-32.2 arasındadır
Panamax	2800-5100 arasındadır	Yaklaşık 294.1'dir	Maksimum 32.2'dir
Post Panamax	5100-14500 arasındadır	Ortalama 366'dır	Yaklaşık 40-48 arasındadır
ULCV	14500'den büyüktür	Ortalama 400'dir	Ortalama 61.5'dir



Şekil 37. Konteyner gemilerine ait alt sınıfların gemi sayısı

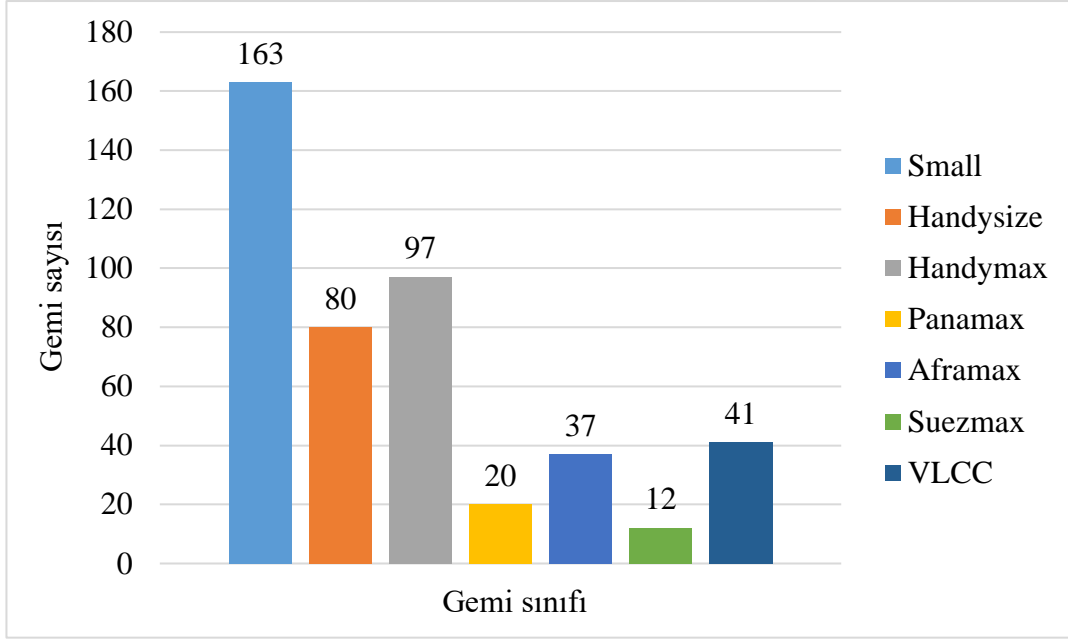
Tablo 10. Konteyner gemilerinin TEU, gemi hızı ve ana makine gücü istatistikleri

Konteyner Sınıfı		TEU	Gemi Hızı [knot]	Ana Makine Gücü [kW]
Small Feeder	Minimum	502	15	5295
	Ortalama	778.69	17.41	7885.69
	Maksimum	916	19	9600
Feeder	Minimum	973	15	9480
	Ortalama	1810.96	20.31	16924.35
	Maksimum	2858	25.8	28880
Panamax	Minimum	2586	18.3	16360
	Ortalama	4098.92	24.23	36435.54
	Maksimum	5095	28.8	60390
Post Panamax	Minimum	5468	23.7	51480
	Ortalama	7471.57	26.54	61224.23
	Maksimum	13092	29.4	72240
ULCV	Minimum	20124	20.5	59300
	Ortalama	20142	20.75	59750
	Maksimum	20160	21	60200

Konteyner gemilerinde olduğu gibi tankerler için de Small, Handysize, Handymax, Panamax, Aframax, Suezmax ve VLCC (Ultra Large Crude Carrier) olmak üzere 7 alt sınıf bulunmakta olup bu alt sınıflara ait gemilerin tipik karakteristik özellikleri Tablo 11’de verilmiştir. Çalışma kapsamında kullanılan tanker alt sınıflarının gemi sayısı Şekil 38’de gösterilmiştir. Ayrıca bu alt sınıfa ait gemilerin DWT, gemi hızı ve ana makine gücünün minimum, ortalama ve maksimum değerleri ise Tablo 12’de sunulmuştur.

Tablo 11. Tankerlere ait alt sınıfların tipik karakteristikleri [127].

Tanker Sınıfı	DWT	Boyutlar
Small	10000'den küçüktür.	-
Handysize	10000-30000 arasındadır.	Draft yaklaşık 10 metredir.
Handymax	30000-55000 arasındadır	Tam boy yaklaşık 180 metredir.
Panamax	60000-75000 arasındadır	Maksimum genişlik 32.2 metredir.
Aframax	80000-75000 arasındadır	Genişlik yaklaşık 41-44 metredir.
Suezmax	80000-125000 arasındadır	Maksimum genişlik 70 metredir.
VLCC	250000'den büyüktür.	Tam boy 300 metreden fazladır.



Şekil 38. Tankerlere ait alt sınıfların gemi sayısı

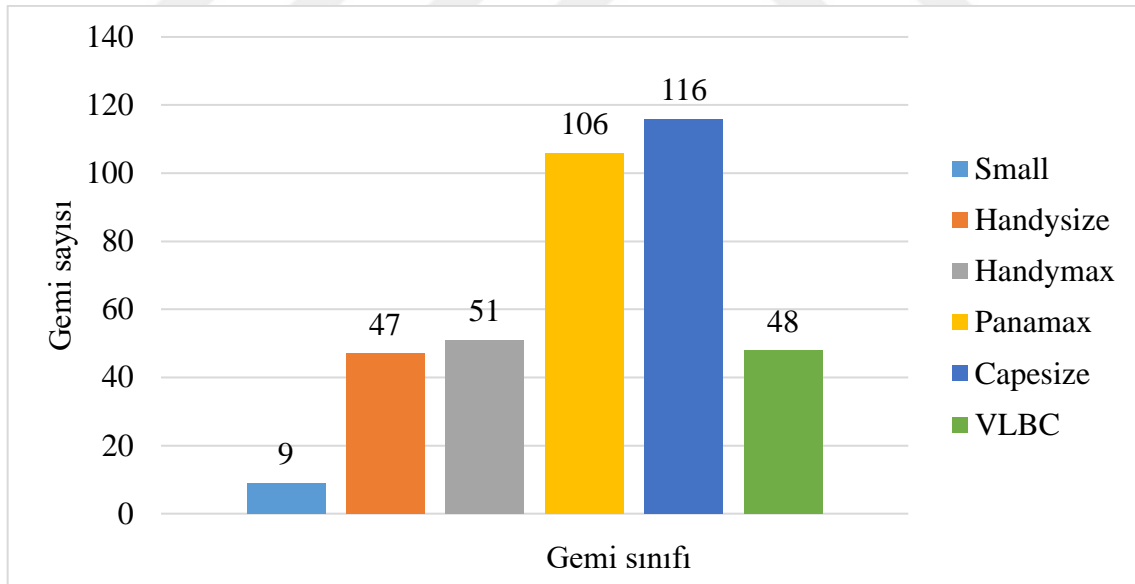
Tablo 12. Tankerlerin DWT, gemi hızı ve ana makine gücü istatistikleri

Tanker Sınıfı		DWT	Gemi Hızı [knot]	Ana Makine Gücü [kW]
Small	Minimum	738	7	477
	Ortalama	5533.97	12.37	2339.30
	Maksimum	9985	15.5	4200
Handysize	Minimum	10000	10	2940
	Ortalama	16532.29	14.11	5088.03
	Maksimum	29745	16.6	7470
Handymax	Minimum	31289	12.5	6400
	Ortalama	45854.4	15.18	8779.36
	Maksimum	69999	18	11060
Panamax	Minimum	71029	13	10371
	Ortalama	74096.25	15.58	11945.6
	Maksimum	74998	16.5	12882
Aframax	Minimum	79995	14	11770
	Ortalama	105790.6	15.46	13399.32
	Maksimum	117055	16.8	16625
Suezmax	Minimum	149995	14.5	15100
	Ortalama	157885.1	15.15	17349.16
	Maksimum	166188	15.7	18686
VLCC	Minimum	281050	14.65	24020
	Ortalama	305756.4	16.2	27189.41
	Maksimum	319541	18.4	31640

Son olarak dökme yük gemileri için Small, Handysize, Handymax, Panamax, Suezmax ve VLBC (Ultra Large Bulk Carrier) olmak üzere 6 alt sınıf bulunmakta olup bu alt sınıflara ait gemilerin tipik karakteristik özellikleri Tablo 13'te verilmiştir. Çalışma kapsamında kullanılan dökme yük gemileri alt sınıflarının gemi sayısı ise Şekil 39'da gösterilmiştir. Bu alt sınıfa ait gemilerin DWT, gemi hızı ve ana makine gücünün minimum, ortalama ve maksimum değerleri Tablo 14'te sunulmuştur.

Tablo 13. Dökme yük gemilerine ait alt sınıfların tipik karakteristikleri [128].

Dökme Yük Gemisi Sınıfı	DWT	LOA	B
Small	10000'den küçüktür.	Ortalama 115 metredir.	Ortalama 18 metredir.
Handysize	10000-35000 arasındadır.	130-150 metre arasındadır.	Ortalama 26 metredir.
Handymax	35000-55000 arasındadır.	150-200 metre arasındadır	Maksimum 32.2 metredir.
Panamax	55000-80000 arasındadır.	190-225 metre arasındadır	Maksimum 32.2 metredir.
Capesize	80000-200000 arasındadır	230-270 metre arasındadır	Ortalama 45-60 metredir.
VLBC	200000'den büyüktür.	270 metreden büyüktür.	Ortalama 43-45 metredir.

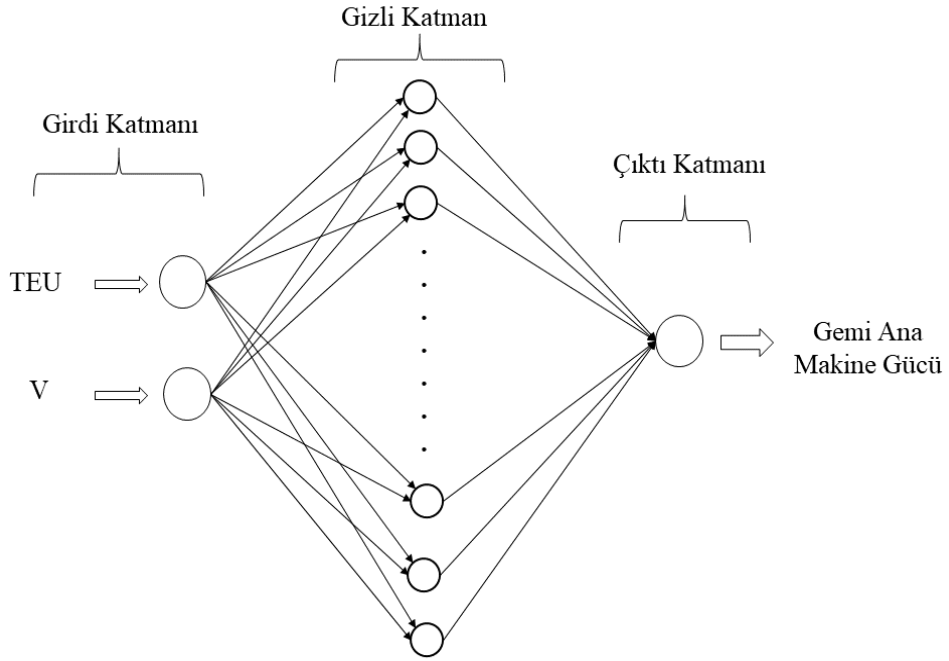


Şekil 39. Dökme yük gemisine ait alt sınıfların gemi sayısı

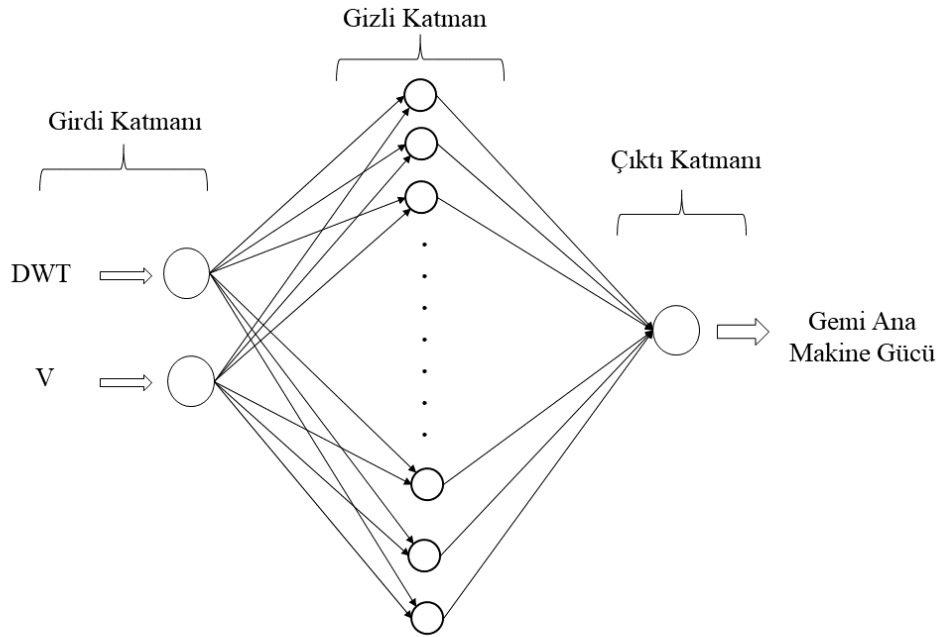
Tablo 14. Dökme yük gemilerinin DWT, gemi hızı ve ana makine gücü istatistikleri

Dökme Yük Gemisi Sınıfı		DWT	Gemi Hızı [knot]	Ana Makine Gücü [Kw]
Small	Minimum	2600	10.5	1080
	Ortalama	5719	11.69	2081.88
	Maksimum	9000	12.8	3500
Handysize	Minimum	12260	10	3310
	Ortalama	26356.64	13.95	5710.57
	Maksimum	34812	16.3	7955
Handymax	Minimum	35000	12	6400
	Ortalama	46608.92	14.70	8049.60
	Maksimum	53800	17.7	9960
Panamax	Minimum	55073	12	8050
	Ortalama	69933.9	14.59	9469.47
	Maksimum	83454	17.1	11900
Capesize	Minimum	85001	12	9010
	Ortalama	144586.4	16.01	15303.15
	Maksimum	187888	18.3	18780
VLBC	Minimum	203024	14.5	16810
	Ortalama	235994.8	16.81	20097.14
	Maksimum	298172	17.8	23280

Veriler hazırlandıktan sonra YSA ile modelleme sürecine geçilmiştir. Konteyner gemilerinde güç tahmin modelinde girdi parametreleri, TEU ve gemi hızı olup YSA modelinin yapısı Şekil 40'ta verilmiştir. Tanker ve dökme yük gemilerinde ise girdi parametreleri, DWT ve gemi hızı olup YSA modelinin yapısı Şekil 41'de gösterilmiştir.



Şekil 40. Konteyner gemileri için ana makine gücü tahmin modeli



Şekil 41. Tanker ve dökme yük gemileri için ana makine gücü tahmin modeli

YSA modellerinin kurulması ve eğitimi, MATLAB programında kod yazılarak yapılmıştır. İleri beslemeli ağ yapısına sahip ve tek bir gizli katmandan oluşan modellerde optimizasyon algoritması olarak Levenberg-Marquardt algoritması kullanılmıştır. Ağın eğitimine başlamadan önce veri setleri, eğitim, doğrulama ve test veri seti olmak üzere üçe bölünmesi gerekmektedir. Bu çalışmada mevcut verilerin %70'i eğitim, %15 doğrulama ve kalan %15'de test veri seti olarak ayrılmıştır. Ağın eğitim aşamasında 20 farklı (1:20) gizli nöron sayısı denenerek en uygun ağ belirlenmeye çalışılmıştır. Öğrenme katsayısı ve momentum katsayısı 0.5, maksimum iterasyon sayısı 200, doğrulama kontrol sayısı 50 ve hedef hata değeri 1×10^{-6} olarak seçilmiştir. Ağın eğitimi sırasında performans yüzeyinin yerel minimuma takılma ihtimali olduğu için tek bir eğitim çalışması optimum performans üretmeyebilmektedir. Dolayısıyla küresel bir minimum değere yaklaşmak için farklı nöron sayılarına sahip ağlar birkaç kez yeniden eğitilerek en uygun ağ elde edilmeye çalışılmalıdır. Bu çalışmada her bir gemi modeli için toplam 1000 kez eğitim yapılmış ve her bir eğitimde gizli nöron sayısı 1 ile 20 arasında rastgele olarak atanmıştır. YSA'da kullanılan tüm parametreler, Tablo 15'te özetlenmiştir.

Tablo 15. YSA'da kullanılan parametreler

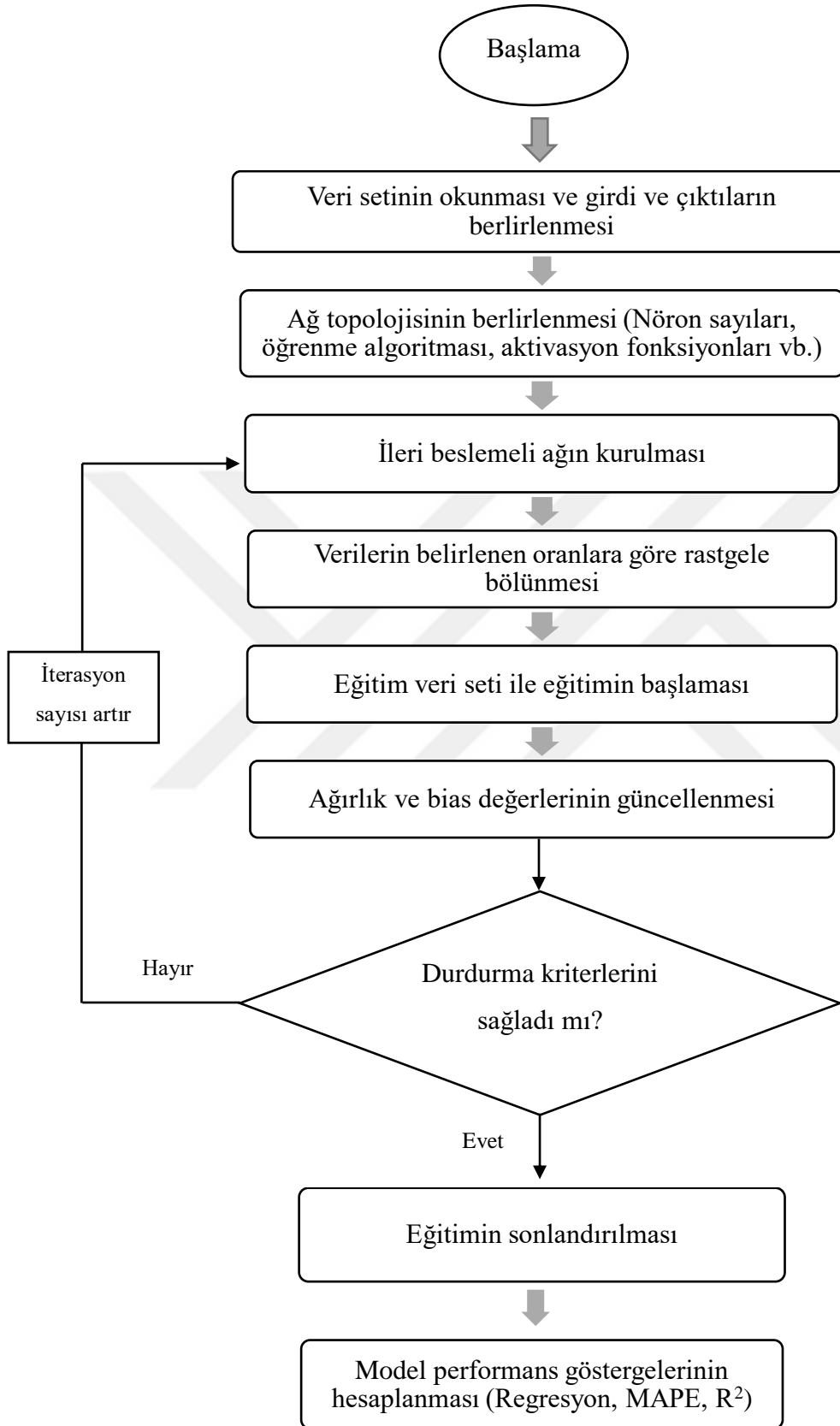
Parametre	Değer
Eğitim algoritması	Levenberg–Marquardt
Performans fonksiyonu	Ortalama hata karesi (MSE)
Gizli katman aktivasyon fonksiyonu	Lojistik sigmoid fonksiyon
Çıktı katman aktivasyon fonksiyonu	Doğrusal fonksiyon
Gizli katman sayısı	1
Gizli katman nöron sayısı	1:20
Girdi katman nöron sayısı	2
Çıktı katman nöron sayısı	1
Maksimum doğrulama sayısı	50
Maksimum hata oranı	1×10^{-6}
Maksimum iterasyon sayısı	200
Toplam deney sayısı	1000
Veri bölme	%70 eğitim; %15 doğrulama; %15 test

Elde edilen modellerin performansını ölçmek için Denklem 68'de gösterilen ortalama mutlak yüzde hata (MAPE) hesaplanmıştır. Ayrıca, YSA modeli ile elde edilen tahmin değerinin, gerçek değerle ne derece ilişkili olduğunu anlamak için korelasyon katsayıları (R) hesaplanmıştır.

$$MAPE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{g_i - t_i}{g_i} \right| \times 100 \quad (68)$$

Burada n veri sayısı, g_i gerçek değer, t_i tahmin değeridir. Bu bölümde son olarak 2019 yılında Cepowski [100] tarafından yapılan regresyon çalışması ile geliştirilen YSA modellerinin karşılaştırılması yapılmıştır.

Genel olarak Matlab ortamında YSA eğitiminin ilk adımını, veri setinin tanıtılarak girdi ile çıktı değişkenlerinin belirlenmesi oluşturmaktadır. Daha sonra nöron sayısı, öğrenme algoritması, aktivasyon fonksiyonları vb. gibi ağ parametreleri tanıtılıp ileri beslemeli bir ağ oluşturulmaktadır. Ağın eğitime başlanmadan önce mevcut verilerin eğitim, doğrulama ve test veri seti olarak bölünmesi gerekmektedir. Belirlenen oranlarla mevcut veriler bölüldükten sonra eğitim veri seti kullanılarak ağın eğitim süreci başlamaktadır. Daha önceden karar verilmiş eğitim algoritması kullanılarak ağdaki tüm ağırlık ve bias değerleri her bir iterasyonda güncellenecek ve durdurma kriteri sağlanana kadar bu süreç devam edecektir. Son olarak eğitimi tamamlanan YSA modelinin performansını belirlemek için regresyon, ve MAPE hesapları yapılacaktır. Tüm bu modelleme sürecinin akış şeması Şekil 42'de gösterilmiştir.



Şekil 42. YSA modelleme akış şeması

2.2. Gemi Ana Makine Seçimi

Gemi ana makinesinin seçilmesi, gemi inşa sürecindeki en önemli adımlardan biridir. Bir ana makine belirlenirken gemi inşa şirketi ve gemi sahibi tarafından finansal, teknik ve marka ile ilgili kriterler değerlendirilerek ortak bir karar alınmaktadır. Bu çalışmada ilk olarak inşa edilen ticari bir gemi için dizel ana makine seçimini etkileyen faktörlerin değerlendirilmesi yapılacaktır. Kriterlerin ağırlıklandırılması yapıldıktan sonra proje bazında farklı seçenekler arasından uygun gemi ana makine seçimi yapılacaktır. Kriterler belirlenirken herhangi bir gemi tipi için genel kriterler ortaya konularak ileride yapılacak farklı seçimler için temel oluşturacak bir model sunulmuştur.

Karar vericiler tarafından değerlendirmeler, benzer karakteristiklere sahip konteyner gemisi, tanker ve dökme yük gemisi dikkate alınarak yapılmıştır. Bu bağlamda ana makine seçim kriterlerinin değerlendirilmesi için Türkiye’de faaliyet gösteren farklı tersanelerin ilgili bölümünde çalışan uzman gemi mühendisleri ile görüşmeler yapılarak kriterlerin ikili değerlendirmeleri sözel olarak toplanmıştır.

2.2.1. Gemi Ana Makine Seçimini Etkileyen Kriterler

Gemi ana makine seçiminde etkili olan kriterlerin belirlenmesinde, ilgili alanda çalışan gemi mühendisleri ve mevcut literatürden yararlanılmış olup belirlenen toplam 3 ana kriter ve 12 alt kriterin açıklamaları aşağıda verilmiştir.

2.2.1.1. Teknik Özelliklerle İlgili Kriterler

Teknik özelliklerle ilgili olarak alt kriterler, ana makine ağırlığı, hacim, titreşim-gürültü ve kolay işletilebilme olarak belirlenmiştir.

Ağırlık, ticari gemilerin çoğunluğu için genellikle çok önemli bir konu değildir. Bununla beraber, feribot ve yüksek hızlı teknelerde oldukça önemli bir rol oynamaktadır. Savaş gemileri ve katamaranların tasarımında, nispeten küçük bir gemiden yüksek hız istendiği için güç/ağırlık oranını hayati önem taşımaktadır [103, 129].

Bir gemi ana makinesi seçiminde makine boyutları önemli bir kriter olarak görülmektedir. Makinenin boyutlarının küçülmesi makine dairesinin küçülmesine sebep olacak ve geminin yük taşıma kapasitesini artıracaktır. Bununla beraber, özellikle ağır devirli

iki zamanlı makineler için yükseklik bir kısıt olarak da karşımıza çıkabilmektedir. Ayrıca savaş gemilerinde hacim, ağırlık gibi öncelikli bir konu olduğu için güç/hacim oranı bu gemiler için çok önemlidir [103, 129].

Titreşim ve gürültü hem makine dairesi hem de yaşam mahallerinde sorun yaratabilecek faktörlerdir. Bugün hem gürültü ve hem de titreşim için uyulması gereken uluslararası standartlar mevcut olmakla beraber titreşim ve gürültü seviyesinin mümkün olduğunca düşük olması istenmektedir. Yolcu gemileri, balıkçı gemileri, oşinografik gemiler ve denizaltı algılama ekipmanları çalıştıran savaş gemileri gibi bazı gemiler için gürültü ve titreşim daha önemli hale gelmektedir [103, 129].

Gemi makinesinin işletilmesinden sorumlu vardiya mühendisleri, bakım gerektiren parçaların az olması, hafif ve kolay bakım yapılan dizel makinelerde çalışmak istemektedir. Dizel makinelerinin yerine hibrit ve çift yakıtlı gibi yeni teknolojiler, muhafazakar gemi makine mühendisleri tarafından sistem karmaşıklığı ve tecrübe eksikliği gibi nedenlerden tercih edilmemektedir. Bir gemi ana makinesi, onu işletenler tarafından tam olarak anlaşılmadıkları takdirde meydana gelecek kullanım hatalarından dolayı o makineye ait olumsuz bir kanaat oluşacaktır [103, 129].

2.2.1.2. Ekonomik Özelliklerle İlgili Kriterler

Ekonomik özelliklerle ilgili olarak alt kriterler, ilk yatırım maliyeti, yakıt tüketimi, yağ tüketimi ve bakım maliyeti olarak belirlenmiştir

Gemi ana makinesinin satın alma maliyeti, kuşkusuz bir makine seçimi için önemli kriterlerden birisidir. Ana makinenin maliyeti, ulaşım maliyetini de içeren kurulumundan doğabilecek (dişli kutusu, pompa vb.) tüm maliyetlerle birlikte dikkate alınmaktadır [103, 129].

Bir gemi ana makinesinin yakıt tüketimi, işletme giderleri içinde önemli bir paya sahiptir. Yakıt tüketimi daha düşük olan makinelerin tercih edilmesi işletme giderlerin düşmesine katkı sağlamaktadır. Makineler arasında karşılaştırma yapılabilmesi için genellikle kataloglarda yakıt tüketimi yerine özgül yakıt tüketimi verilmektedir. Özgül yakıt tüketimi, bir makinenin kilowatt saat başına tükettiği yakıt miktarını göstermekte olup birimi g/kWh olarak ifade edilir. Bir makinenin özgül yakıt tüketiminin düşmesi veriminin yüksek olmasına bağlıdır [13, 103, 129].

Bilindiği gibi gemi makinelerinde sürtünmeyi azaltmak için yağlama yapılmaktadır. Silindire püskürtülen yakıt, piston segmanı ve silindir gömleği arasındaki yağ filmi ile karışmakta ve bir miktar yağ, yakıt ile beraber yanmaktadır. Bununla beraber yağ tüketimini etkileyen bazı faktörler bulunmaktadır. Bunlara örnek olarak, makine tasarımı, çalışma şartları, yağ ve yakıt kalitesi, sistem kayıpları ve bakım durumu verilebilir. Silindir yağlama yağının maliyeti, akaryakıt maliyetinin yanında toplam işletme maliyetlerine en büyük katkılardan biridir. Makine kataloglarında genellikle tüketilen yağ miktarı, kullanılan yakıttaki kükürt miktarına göre iki şekilde verilmektedir. Örneğin MAN firmasına ait 8G95ME-C10 makinesi için yaklaşık olarak silindir yağı tüketimi 0.63-1.05 g/kWh ve yağlama yağı tüketimi 70 kg/24h olarak verilmiştir [13, 103, 129].

Bir gemi ana makinesinin bakım maliyeti, o makinenin sürdürülebilir olması etkileyen önemli faktörlerden biridir. Bakım gerektiren parçaların sayısı ve maliyeti, bakım maliyetini doğrudan etkileyen faktörlerdir. Örneğin bir gemi makinesi için silindir sayısının artması, bakım gerektiren parça sayısının artmasına sebep olacaktır. Bununla beraber yedek parça maliyeti de önemli bir parametre olarak düşünülmekte ve üretici firmalara göre değişiklik gösterebilmektedir [103, 129].

2.2.1.3. Marka İmajı

Üretici firma ile ilgili olarak alt kriterler, güvenilirlik, destek hizmetleri, teknolojik altyapı ve zamanında teslim olarak belirlenmiştir

Bir gemi ana makinesi seçiminde güvenilirlik, tüm gemiler için çok önemli olmakla beraber özellikle, arıza olması durumunda sonuçlarının ağır olacağı okyanus aşırı çalışan gemilerde olağanüstü bir önem kazanmaktadır. Ayrıca, ticari gemilerin yanında savaş gemilerinde de güvenilirlik hayati derecede önemli olup burada kullanılacak gemi ana makinesi, mekanik arıza veya düşman hareketinden kaynaklanabilecek herhangi bir yetenek kaybının sonuçlarını en aza indirmek için oldukça güvenilir olmalıdır. Güvenilirlik hem seçilen marka bazında hem de o markaya ait model bazında önemli olup gemi mühendisleri tarafından daha önce denenmiş ve güvenilirliği ispat edilmiş makineler tercih edilmektedir. Sık arıza yapan ve karmaşık sistemlere sahip ana makineleri pek tercih edilmemektedir [103, 129].

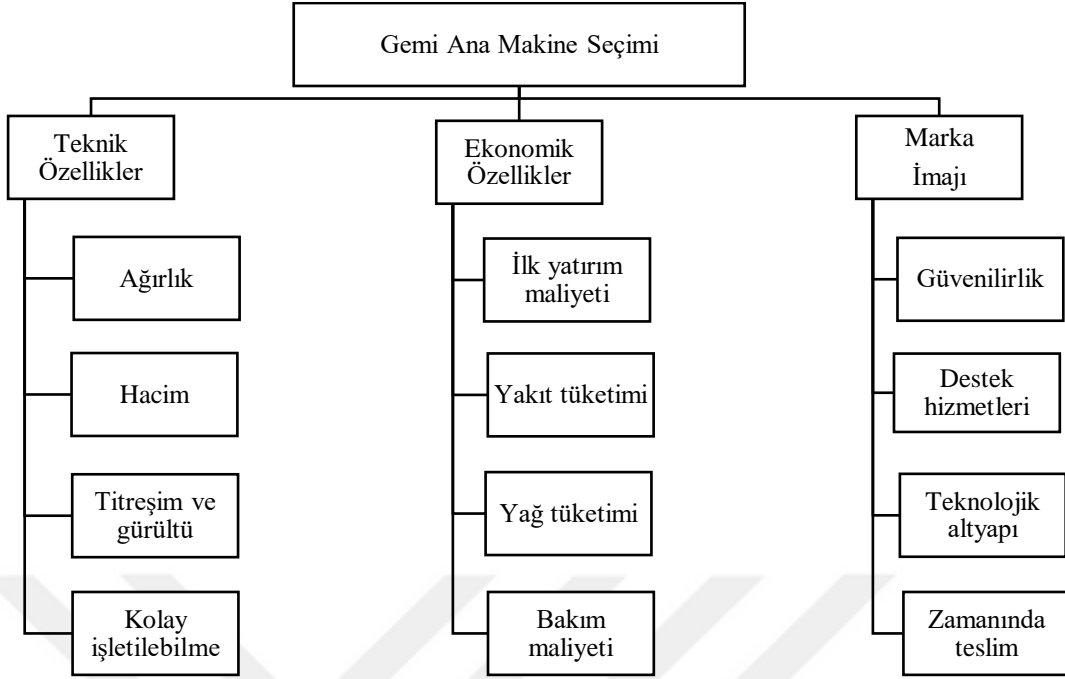
Destek hizmetleri; müşteri hizmetleri, teknik destek, tamir-bakım hizmetleri ve eğitim desteklerini içermektedir. Özellikle yedek parça temininin kolay ve erişilebilir olması gerekmektedir. Yedek parça temininde yaşanacak herhangi bir sorun gemi için çok ağır ekonomik kayıplara sebep olabilmektedir.

Gemi makinesi üreten firmaların teknolojik altyapıları, birbirleri ile rekabetleri açısından oldukça önemlidir. Yakıt tüketimini ve egzoz emisyonlarını azaltan çevre dostu teknolojilerin varlığı, atık ısı geri kazanımı için sunduğu sistemler ve teknolojiler ile genel olarak ARGE faaliyetleri, teknolojik altyapı içerisinde değerlendirilmektedir. Özellikle son yıllarda getirilen uluslararası kısıtlamaları karşılamak için yukarıda sayılan parametreler büyük önem arz etmektedir.

Gemi inşa sürecinde ana makinenin zamanında teslimi ve montajının yapılması, makine seçimi için önemli kriterlerden biridir. Ana makinenin projede belirlenen zamanda tesliminin yapılmaması, geminin suya indirilmesini geciktirerek hem tersane hem de armatör için ciddi ekonomik kayıplara sebep olmaktadır. Ayrıca ana makinenin geç teslim edilmesi istenmediği gibi tersaneler depolama maliyetlerini düşürmek için ana makinenin erken teslim edilmesini istememektedir. Dolayısıyla makinenin zamanında teslimi önemli bir kriter olarak düşünülmektedir.

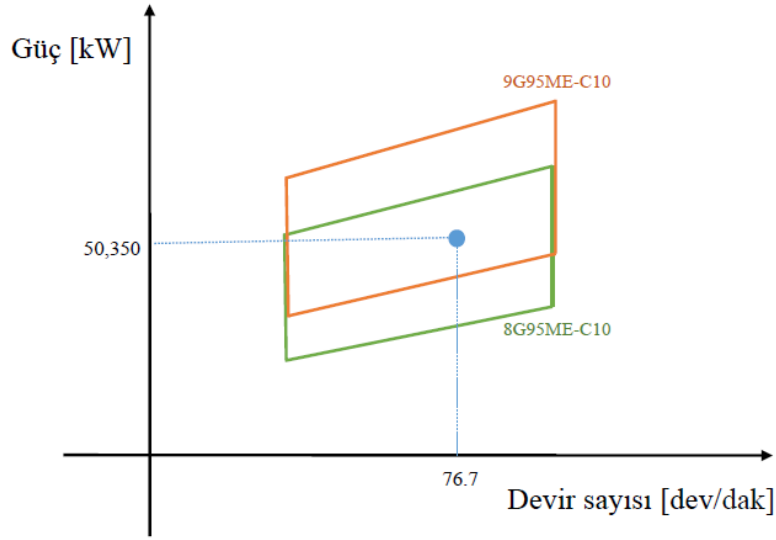
2.2.2. Gemi Ana Makine Seçimini Etkileyen Kriterlerin Değerlendirilmesi

Yukarıda verilen tüm kriterler genel olarak bir geminin ana makine seçim sürecinde değerlendirilmesi gereken kriterlerdir. Tez kapsamında, bu genel kriterler dikkate alınmış olup Şekil 43'te gösterilmiştir. Bununla beraber, belirli bir projeye özgü daha farklı kriterler de seçim sürecine katılarak değerlendirme yapılabilmektedir.



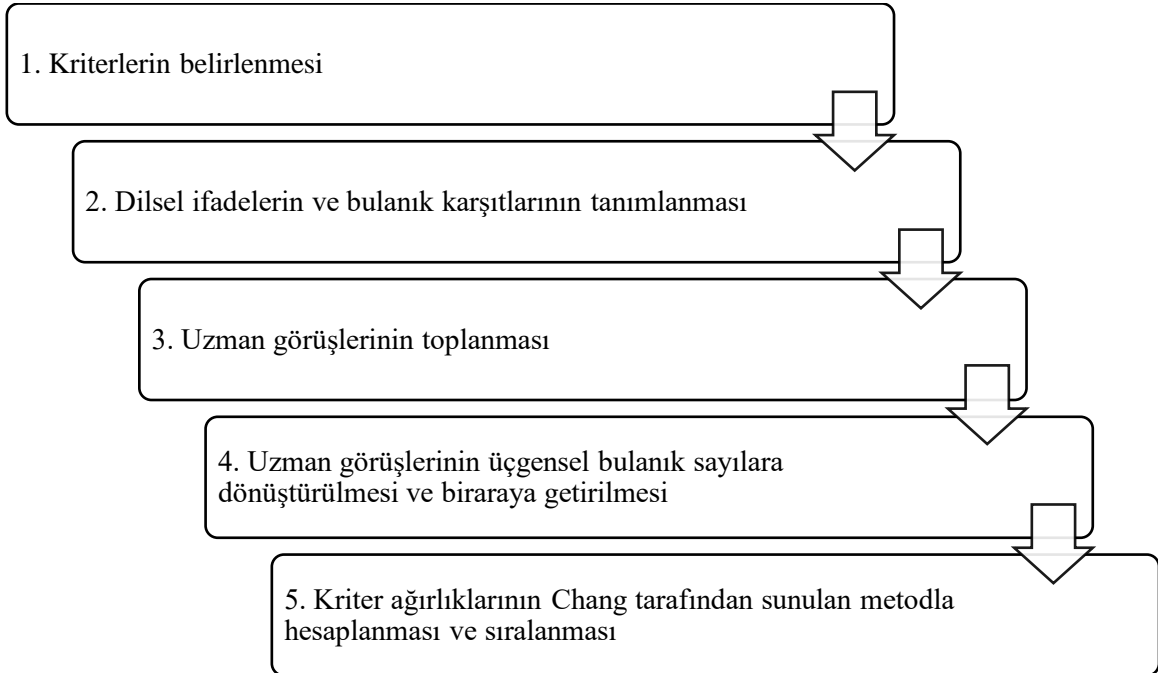
Şekil 43. Gemi ana makinesi seçim kriterleri

Özellikle ekonomik kriterlerin daha iyi anlaşılması için gemi ana makine seçimine örnek olarak, 19000 TEU kapasiteli ve 21 knot servis hızına sahip bir konteyner gemisi olduğu ve bu geminin sevki için pervane devir sayısının 76.7 dev/dak ve gerekli gücün 50350 kW olarak hesaplandığı varsayalım. Ayrıca bu örnek gemi için Şekil 44'te gösterildiği gibi MAN firmasının G95MEC10 serisine ait 8 ve 9 silindir sayısına sahip iki alternatif bulunduğu düşünülün. Gerekli sevk gücünü, daha düşük ortalama efektif basınç değerinde sağlayacağı için 9 silindirli seçenek olan 9G95MEC10 ile daha düşük yakıt tüketimi elde edilmektedir. Bu seçim daha düşük yakıt tüketimine sahip olmasına karşın artan silindir sayısı, yağlama yağı tüketiminin artmasına sebep olacaktır. Buna ek olarak ilk yatırım maliyeti ve makine boyutları da artacaktır [13]. Dolayısıyla tüm bu faktörler arasında bir denge kurulmalıdır. Bu örnek, farklı makine firmaları ve modellerinin dahil edilmesiyle genişletilebilir. Bu durumda firmaların güvenilirlikleri, servis hizmetleri ve bakım maliyetleri gibi faktörler de işin içine girmekte ve seçim yapılması daha karmaşık hale gelebilmektedir.



Şekil 44. Örnek ana makine seçimi

Tez kapsamında yapılan çalışmada Chang [61] tarafından önerilen bulanık AHP metodu kullanılarak gemi ana makine seçiminde etkili kriterlerin değerlendirilmesi, yani önem dereceleri belirlenmiştir. Bu amaç doğrultusunda izlenen adımlar Şekil 45'te gösterilmiştir.



Şekil 45. Gemi ana makine seçim kriterlerinin değerlendirilmesinde izlenen adımlar

Şekil 60'dan görüldüğü gibi ilk adım olan kriterlerin belirlenmesi, bir önceki bölümde ele alınmıştır. Uzmanlar tarafından verilen sözel ifadeler, dilsel ifade olarak tanımlanmaktadır. Bu ifadeler bulanıktır ve uzman görüşleri alındıktan sonra matematiksel ifadelere çevrilmiştir. Bu çalışma kapsamında alt ve ana kriterler için kullanılacak dilsel ifadeler ve bulanık sayı karşılıkları Tablo 16'da verilmiştir.

Tablo 16. Alt ve ana kriterler için dilsel ifadeler ve bulanık sayı karşılıkları

Dilsel ifade	Kısaltma	Bulanık karşılık
Eşit önemli	E	(1, 1, 1)
Biraz önemli	BÖ	(1, 3, 5)
Oldukça önemli	OÖ	(3, 5, 7)
Çok önemli	ÇÖ	(5, 7, 9)
Kesinlikle önemli	KÖ	(7, 9, 9)

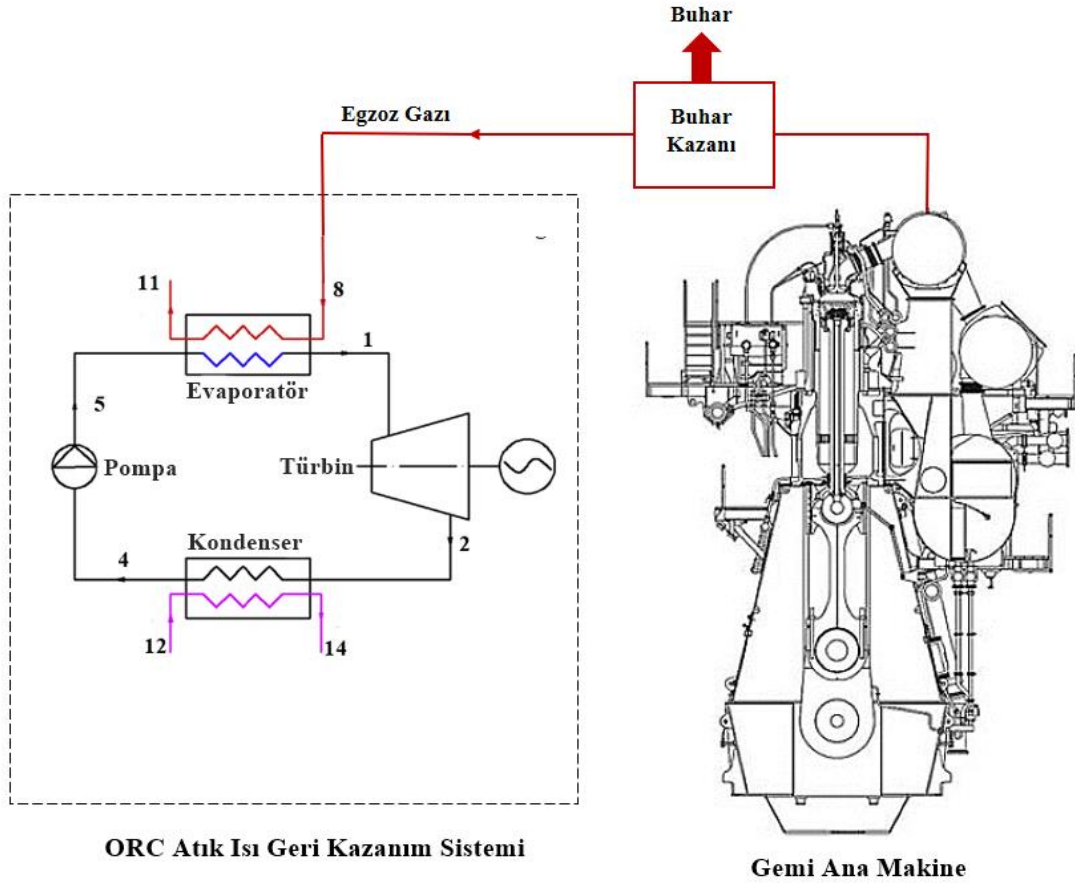
Kriterler ve dilsel ifadeler belirlendikten sonra uzman görüşlerinin toplanması yapılmıştır. Ana ve alt kriterlerin ikili karşılaştırmalarından oluşan anketler hazırlanarak gemi makineleri alanında uzman mühendislerin verdikleri sözel cevaplar kaydedilmiştir. Elde edilen tüm cevaplar, yöntemin uygulanabilmesi için üçgensel bulanık sayılara dönüştürülmüş ve her bir uzmanın ilgili soruya verdiği cevaplar toplanarak, birleştirilmiş karar matrisleri oluşturulmuştur. Son olarak karar matrislerinin tutarlılığı kontrol edilerek yöntemin uygulanmasına geçilmiştir.

2.3. ORC Sisteminin Termodinamik Modellemesi

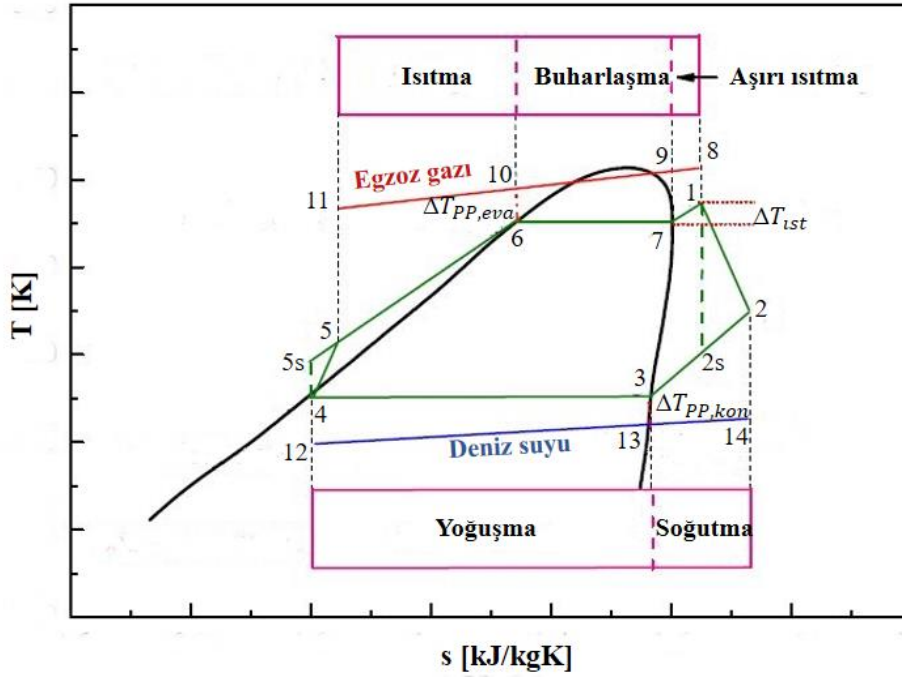
2.3.1. Temel ORC Sistemi

Tez kapsamında yapılan çalışmada gemi ana makinesinin egzoz gazı kullanılarak ORC sistemi ile atık ısı geri kazanımı yapılmıştır. Ana makineden atılan egzoz gazı, ORC sistemindeki evaporatörden geçerek ısı transferi ile enerjisini organik iş akışkanına vermektedir. Evaporatörden kızgın buhar halinde çıkan iş akışkanı, bir türbinde genişleyerek enerji üretmektedir. Türbinden çıkan iş akışkanı, kondenserde doymuş sıvı haline getirilir ve pompa ile tekrar evaporatöre gönderilmektedir. Böylece kapalı bir çevrim elde edilmektedir.

Gemi ana makinesi ve ORC sisteminin yerleşimi, Şekil 46’da gösterilirken, ORC çevriminin T-s diyagramı Şekil 47’de verilmiştir. Ayrıca tüm bu sürecin termodinamik modellenmesi aşağıda açıklanmıştır.



Şekil 46. Gemi ana makinesi - ORC yerleşimi



Şekil 47. ORC için T-s diyagramı

Egzoz gazındaki enerji akışı (\dot{Q}_{egz}) aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{egz} = \dot{m}_{egz} c_{p,egz} (T_{egz,g} - T_{egz,\zeta}) \quad (69)$$

Burada \dot{m}_{egz} egzoz gazı debisini, $c_{p,egz}$ egzoz gazının özgül ısısını, $T_{egz,g}$ egzoz gazının evaporatöre giriş sıcaklığını ve $T_{egz,\zeta}$ egzoz gazının evaporatörden çıkış sıcaklığını göstermektedir. İş akışkanının pompa çıkışındaki entalpisi (h_5), pompanın izantropik verimi kullanılarak bulunmaktadır.

$$h_5 = h_4 + \frac{(h_{5s} - h_4)}{\eta_p} \quad (70)$$

burada h_{5s} , P_4 'ten P_5 'e izantropik bir basınç artışı varsayıldığı için pompa çıkışındaki özgül entalpidir. Evaporatörden geçen mevcut atık gazın ısısı kullanılarak, iş akışkanının kütleli debisi (\dot{m}_a) aşağıdaki gibi bulunabilir;

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_{egz}}{h_1 - h_5} \quad (71)$$

Evaporatörde ısı değişim işleminden sonra, yüksek basınç ve sıcaklıktaki iş akışkanı türbine girmekte, genişlemekte ve mekanik güç sağlamaktadır. Genişlemeden sonraki özgül entalpi (h_2), türbinin izantropik verimi kullanılarak aşağıdaki gibi bulunabilir;

$$h_2 = h_1 + \eta_t (h_{2s} - h_1) \quad (72)$$

Burada η_t türbinin izantropik verimidir, h_{2s} ise P_1 'den P_2 'ye basınç değişimine sebep olan genişleme sonundaki özgül entalpidir. Sonuç olarak türbin tarafından üretilen güç aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır;

$$\dot{W}_t = \dot{m}_a (h_1 - h_2) \quad (73)$$

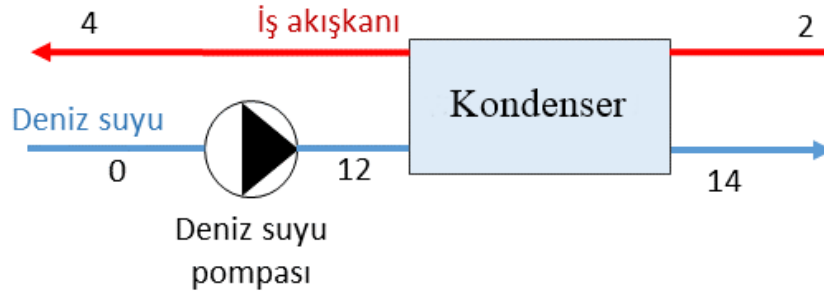
Kondenser ünitesinde, iş akışkanı sabit basınçta yoğuşarak doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. Kondenserdeki ısı miktarı aşağıda gösterildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{kon} = \dot{m}_a (h_4 - h_2) \quad (74)$$

Kondenser ünitesinden sonra iş akışkanının basıncı, pompa ile arttırılmaktadır. Pompa tarafında tüketilen güç ise aşağıdaki gibi bulunabilir;

$$\dot{W}_p = \dot{m}_a (h_5 - h_4) \quad (75)$$

Son olarak iş akışkanı tekrar evaporatöre gönderilerek çevrim tamamlanmaktadır. Bilindiği gibi iş akışkanı kondenserden geçerken kullanılmayan ısısını, soğutma suyuna atmaktadır. Dolayısıyla soğutma suyu olarak kullanılan deniz suyunun bir pompa vasıtasıyla kondensere ulaştırılması için belirli bir enerji gerekmektedir. Bu işlem Şekil 48'de gösterilmiş olup burada çevre şartlarında deniz suyu "0" olarak pompa ile kondenser girişine taşınan deniz suyu "12" olarak gösterilmiştir.



Şekil 48. Deniz suyu pompası ve kondenser

Dolayısıyla kullanılmayan ısıyı absorbe edecek deniz suyunun kütleli debisi (\dot{m}_{ds}) aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\dot{m}_{ds} = \frac{\dot{Q}_{kon}}{h_{14} - h_{12}} \quad (76)$$

Deniz suyu pompası için gerekli enerji ($\dot{W}_{p,ds}$) ise aşağıdaki gibi elde edilebilmektedir.

$$\dot{W}_{p,ds} = \dot{m}_{ds} (h_{12} - h_0) \quad (77)$$

burada h_0 deniz suyunun çevre şartlarındaki entalpi değeridir ve bu değer bilinmektedir, h_{12} pompa çıkışındaki entalpi değeri olup pompanın izantropik verimi kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir.

$$h_{12} = h_0 + \frac{(h_{12s} - h_0)}{\eta_p} \quad (78)$$

burada h_{12s} , pompada izantropik bir basınç artışı sonucu pompa çıkışındaki özgül entalpidir. De la Fuente vd. [114] tarafından yapılan çalışmada deniz suyunun, su seviyesinden kondenser ünitesine getirilmesinden kaynaklanan kayıplarının üstesinden gelmek için deniz suyunun pompa giriş-çıkış arasındaki basınç farkı 100 kPa olarak belirlenmiştir. Bu tez kapsamında yapılan çalışmalarda da deniz suyu pompası basınç farkı 100 kPa olarak alınmıştır. Evaporatördeki ($\Delta T_{PP,eva}$) ve kondenserdeki ($\Delta T_{PP,kon}$) dar boğaz (pinch point) sıcaklık farkları şu şekilde ifade edilebilir:

$$\Delta T_{PP,eva} = T_{10} - T_6 \quad (79)$$

$$\Delta T_{PP,kon} = T_3 - T_{13} \quad (80)$$

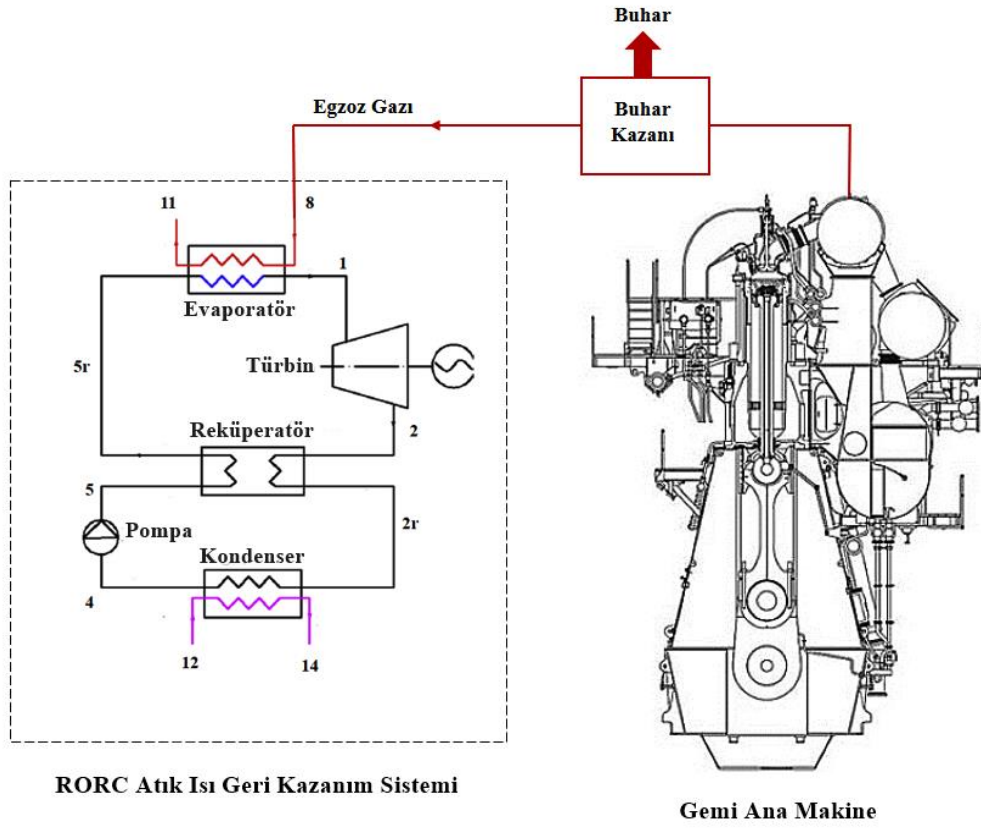
Sonuç olarak ORC sisteminin net güç çıkışı Denklem 81'deki gibi elde edilmektedir.

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t \eta_g - \dot{W}_p - \dot{W}_{p,ds} \quad (81)$$

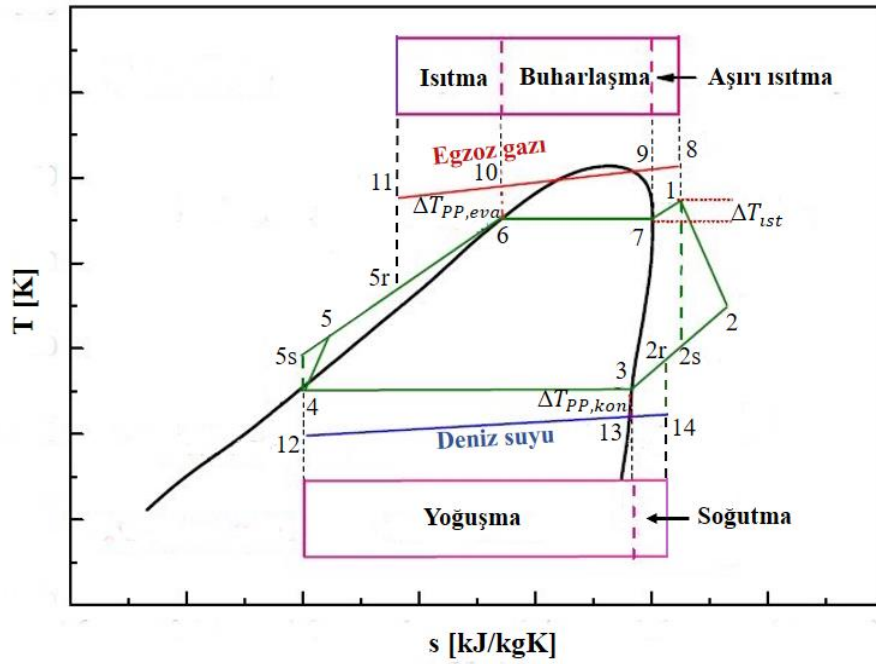
Türbin tarafından üretilen güç bir jeneratör vasıtasıyla elektriğe dönüştürüleceği için net güç çıkışı hesaplanırken η_g jeneratör verimi dikkate alınmalıdır.

2.3.2. Reküperatörlü ORC

Temel ORC sistemine bir ısı değiştirici eklenerek reküperatörlü ORC (RORC) sistemi elde edilmektedir. Burada türbinden çıkan iş akışkanı kondensere girmeden önce reküperatöre girmektedir. Böylece pompadan çıkan iş akışkanı, evaporatöre girmeden önce ön ısıtma işlemi görmektedir. RORC sisteminin şematik gösterimi ve T-s diyagramı sırasıyla Şekil 49 ve Şekil 50'de gösterilmiştir.



Şekil 49 Gemi ana makinesi - RORC yerleşimi



Şekil 50 RORC için T-s diyagramı

RORC sisteminin termodinamik modellenmesinde Denklem 82’de gösterilen reküperatör etkinliği ifadesi kullanılmaktadır.

$$\varepsilon_{rek} = \frac{T_2 - T_{2r}}{T_2 - T_5} \quad (82)$$

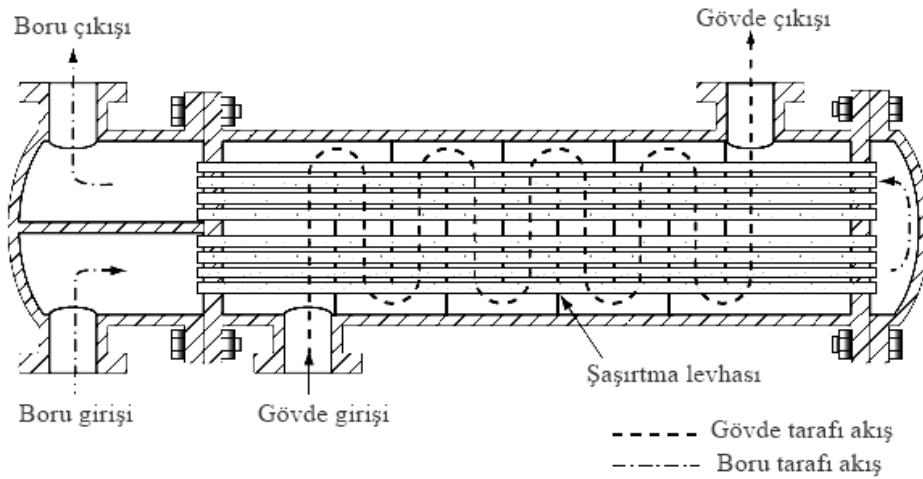
Diğer termodinamik hesaplar temel ORC sistemi ile benzer olmakla beraber burada kullanılan 2r ve 5r durumları dikkate alınmalıdır.

2.4. Isı Değiştiricisi Tasarımı

ORC uygulamalarında en yaygın olarak kullanılan ısı değiştiricisi, gövde borulu ısı değiştiricileridir. Aşağıdaki bölümde gövde borulu ısı değiştiriciler ile ilgili genel bilgiler verildikten sonra tez kapsamında kullanılan evaporatör, kondenser ve reküperatörün modellenmesi ve termal tasarımı ile ilgili bağıntılar verilmiştir.

2.4.1. Gövde Borulu Isı Değiştiricileri

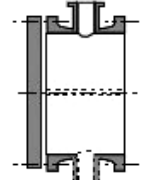


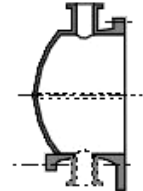
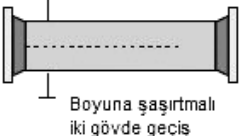
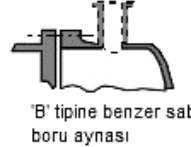
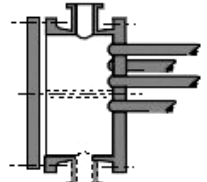
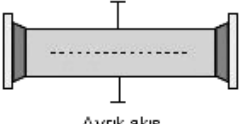

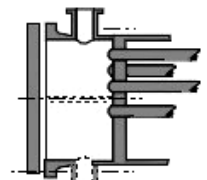
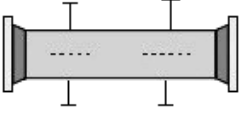
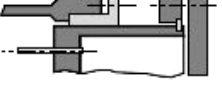
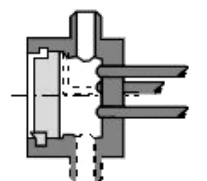
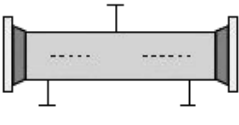
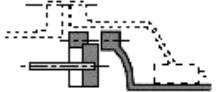
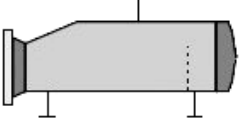
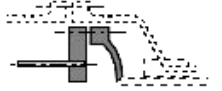
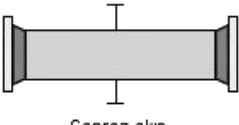
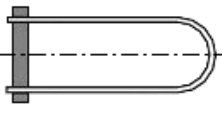

Gövde borulu ısı değiştiricileri, silindirik bir gövdeye monte edilmiş paralel borulardan oluşmaktadır. Şekil 51’de görüldüğü gibi bir akışkan, borular içine akarken diğer akışkan ısı değiştirici eksenine boyunca gövde içinden akmaktadır.



Şekil 51 İki boru ve bir gövde geçişli ısı değiştiricisi [130].

Gövde borulu ısı değiştiricisi tasarımımda dikkat edilmesi gereken bazı önemli parametreler vardır. Bunlar; gövde tipi, boru demeti tipi, borular ve boru geçişleri, şaşırtma levhaları, akış taraflarının belirlenmesi olarak sıralanabilmektedir.

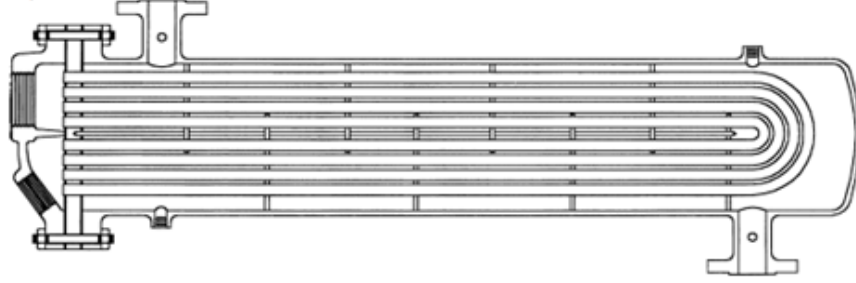
Gövde borulu ısı değiştiricilerinde ön ve arka kafa tipleri ile gövde tipleri, TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) tarafından standartlaştırılmış ve Şekil 52’de gösterildiği gibi alfabetik bir karakter ile tanımlanmıştır.

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

Şekil 52. TEMA tarafından sunulan standart ön-arka kafalar ve gövde tipleri

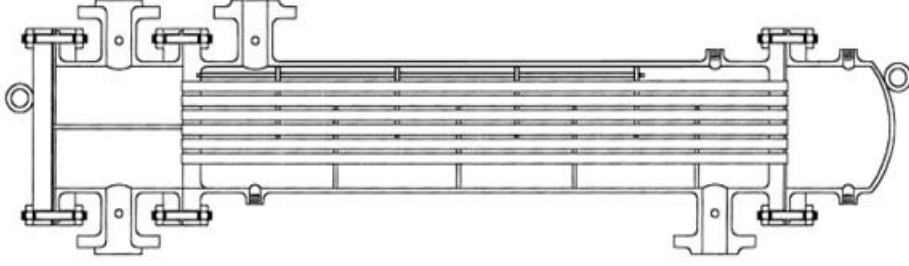
Düşük maliyeti ve basitliği nedeniyle en yaygın olarak kullanılan gövde, E tipi gövdedir. Bu tipte, gövde içinde akan akışkan gövdenin bir ucundan girmekte ve diğer ucunda ayrılmaktadır, yani gövde tarafında tek geçiş vardır. Borular tek veya çoklu geçişlere sahip olabilir ve enine perdeler ile desteklenmektedir. Tek bir boru geçişi kullanıldığında, nominal bir karşı akış elde edilebilmektedir [131].

Gövde borulu ısı değiştiricileri için diğer önemli bileşen, boru demeti çeşididir. Boru demeti seçiminde temel amaçlar; ısıl genişlemeyi sağlaması, kolay temizlenebilmesi ve düşük maliyetli olmasıdır. Tasarım varyasyonlarından ilki, boruların ve gövdenin bağımsız olarak genişlemesine izin veren U-boru yapılandırmasıdır. Şekil 53'te gösterilen U-boru tipinde termal genişleme sınırsızdır ve sadece bir boru tabakasına ihtiyaç duyduğu için maliyeti en ucuz yapıdır. Boru tarafı, U bükülmesinden dolayı mekanik yollarla temizlenemez ve dış sıra hariç bireysel borular değiştirilemez. Ayrıca bu tipte yalnızca eşit sayıda tüp geçişi yerleştirilebilir [131].



Şekil 53. U-boru tipli ısı değiştiricisi [131].

Şekil 54'te ise diğer boru demeti çeşidi olan düz boru levha yapılandırılması gösterilmektedir. Gövde, boru tabakalarına kaynaklanmıştır ve temizleme için boru demetinin dışına erişim yoktur. Bu düşük maliyetli seçenek genişleme körükleriyle biraz artırılabilen sınırlı termal genişlemeye sahiptir. Bireysel borular değiştirilebilir. Boruların temizlenmesi mekanik olarak kolaydır [131].

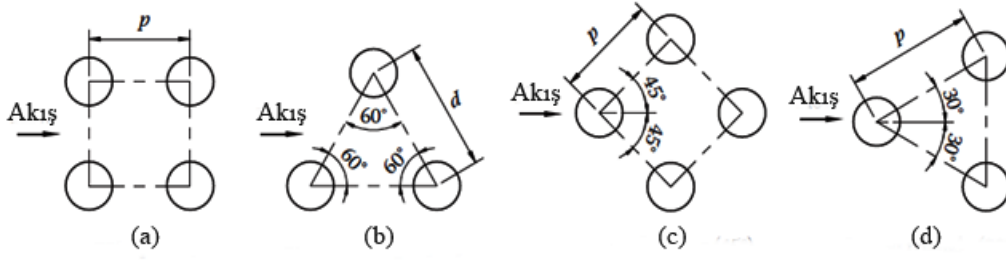


Şekil 54. Düz boru tipli ısı değiştiricisi [131].

Gövde borulu ısı değiştiricilerinde borular, genellikle düşük karbonlu çelik, düşük alaşımlı çelik, paslanmaz çelik, bakır, alüminyum veya titanyumdan imal edilmekle beraber özel uygulamalar için başka malzemeler de seçilebilmektedir. Daha fazla alan/hacim yoğunluğu için küçük boru çapları (8-15 mm) tercih edilir, ancak boru içi temizleme amacıyla 20 mm ile sınırlandırılır. Fakat kondenserler ve kazanlar için genellikle daha büyük boru çapları gerekmektedir [131].

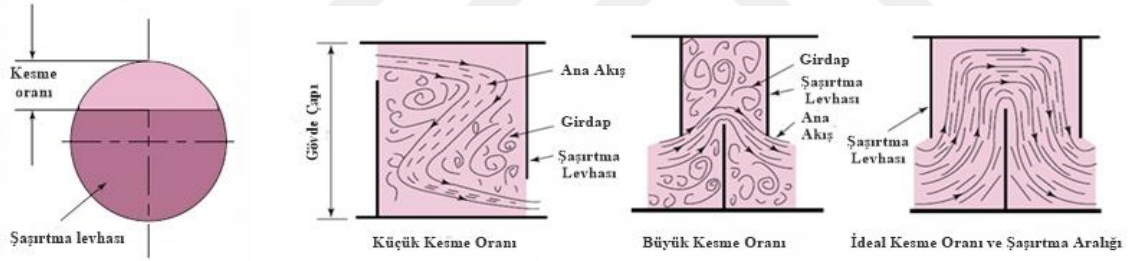
Gövde borulu ısı değiştiricilerinde bir veya çoklu boru geçişi olabilmektedir. Yalnızca bir boru geçişli E gövdesi ve iki boru geçişli F gövdesinde nominal karşı akış sağlanırken diğer tüm çoklu boru geçişlerinde bir sıcaklık profil düzeltmesi (faktör F) gerekmektedir. Genel olarak, boru tarafı akışkan hızını ve ısı transfer katsayısını (mevcut basınç düşüşü içinde) artırmak ve kirlenmeyi (fouling) en aza indirmek için çoklu boru geçişi kullanılmaktadır. Bazı nedenlerle boru tarafı sıvısının aynı tarafa girip çıkması gerekiyorsa, eşit sayıda boru geçişi zorunlu olmaktadır [131].

Boru geçişinin yanı sıra boru dizilimi de ısı değiştiricisi tasarımıda önemli bir değişken olarak karşımıza çıkmaktadır. Boru düzeni, Şekil 55'te gösterildiği gibi borular arasındaki iç açı ile karakterize edilir. En yüksek boru yoğunluğuna sahip 30°lik dizilim, başka koşullar gerektirmedikçe genellikle en çok tercih edilen düzendir.



Şekil 55. Gövde borulu ısı değiştiricilerinde boru dizilimi (a) kare 90°, (b) döndürülmüş üçgen 60°, (c) döndürülmüş kare 45°, (d) üçgen 30°

Gövde borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan şaşırtma levhaları, boruları yapısal rijitlik için destekleyerek boru titreşimini ve sarkmasını engellemektedir. Ayrıca bu levhalar, akışı borular boyunca en etkili şekilde yönlendirerek daha yüksek bir ısı transfer katsayısı da sağlamaktadır. Bununla birlikte, şaşırtma levhaları arası boşluk (baffle spacing) çok dikkatli seçilmelidir. Optimum bölme boşluğu, gövde çapının (d_{shell}) 0.4 ila 0,6 arasında olmalıdır. Şaşırtma levhası kesimi ise genellikle %25 ile %35 olarak önerilmektedir [131]. Şaşırtma levhası kesimi ve boşluğunun şematik gösterim Şekil 56'da verilmiştir.



Şekil 56. Şaşırtma levhası kesimi ve boşluğu

Gövde borulu ısı değiştiricilerinde borulardan ve gövdeden hangi akışkanların akacağına karar verilmesi gerekmektedir. Genel olarak, aşağıdaki hususlar geçerlidir [131]:

- Boru tarafının temizlenmesi kolay olduğu için ve özellikle mekanik temizlik gerekiyorsa daha kirletici olan akışkan borulardan akmalıdır.
- Küçük çaplarından dolayı daha yüksek basınçlara dayanacak normal kalınlıkta borular mevcut olduğu için yüksek basınçlı akışkanlar borulardan akmalıdır.
- Korozif akışkanlar borulardan akmalıdır; aksi takdirde, hem gövde hem de borular korozyona maruz kalacaktır.

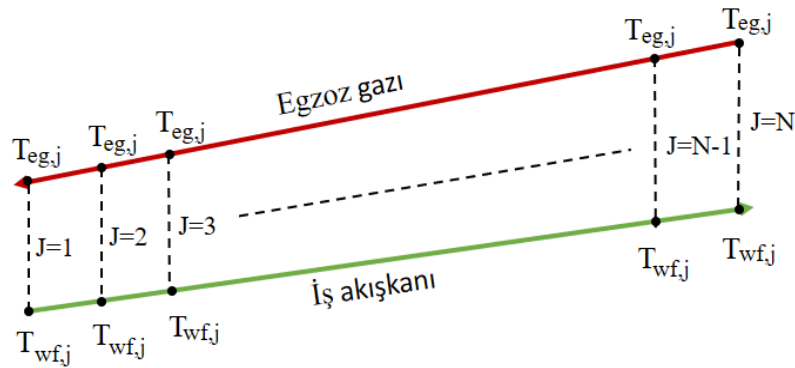
- Dış tarafı kanatçıklı boruların tasarımı kolay olduğu için düşük ısı transfer katsayılı akışkan, gövde tarafında akmalıdır, Genel olarak akışın, gövde tarafında daha düşük kütleli debiye sahip olması daha iyidir. Türbülanslı akış, gövde tarafındaki daha düşük Reynolds sayılarında elde edilebilmektedir.

Yukarıdaki şartlar çatışma halinde olduğunda ise problemler ortaya çıkabilmektedir. O zaman tasarımcı değişimleri tahmin etmeli ve en ekonomik seçenekleri araştırmalıdır.

2.4.2. Gövde Borulu Isı Değiştiricisi Termal Tasarımı

Evaporatör, kondenser ve reküperatör için gövde borulu ısı değiştiricisi kullanılmış olup ısı transfer katsayısı ve ısı transfer alanını hesaplamak için evaporatör ısıtma, buharlaşma ve aşırı ısıtma olmak üzere üç bölüme ayrılırken kondenser ise soğuma ve yoğuşma olmak üzere iki bölüme ayrılmıştır.

İş akışkanının termal iletkenlik ve Prandtl sayısı gibi taşınım özellikleri, ısı değiştirici boyunca sıcaklık değişimlerinden dolayı sabit kalmamaktadır. Bu nedenle ısı transferi sırasındaki sıcaklığın neden olduğu taşınım özelliklerinin etkisini azaltmak ve simülasyon sonuçlarının doğruluğunu arttırmak için ısı değiştiricilerinin her bir parçası N adet bölüme ayrılmıştır. Evaporatördeki ısıtma sürecinin bölümlere ayrılması Şekil 57’de şematik olarak gösterilmiş olup diğer süreçler de benzer şekilde ayrılmıştır.



Şekil 57. Isıtma işleminin bölümlere ayrılması

Toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\frac{1}{U_j} = \frac{1}{h_g} + R_{f,g} + \frac{d_o}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{h_b} \frac{d_o}{d_i} + R_{f,b} \frac{d_o}{d_i} \quad (83)$$

burada j indisi her bir işleme ait bölümü temsil etmektedir. $R_{f,g}$ ve $R_{f,b}$ sırasıyla gövde ve boru tarafı akışkanın kirlilik direncini göstermektedir. λ , boru malzemesinin ısı iletkenliğidir. Isı transfer alanı, Denklem 84'deki hesaplanabilmektedir.

$$A_j = \frac{Q_j}{U_j F_j \Delta T_{lm,j}} \quad (84)$$

burada F sıcaklık düzeltme faktörü, Q ısı geçişi, U ısı transfer katsayısı ve ΔT_{lm} logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır. ΔT_{lm} , karşıt akışlı gövde borulu ısı eşanjörü için Denklem 85'teki gibi hesaplanmaktadır.

$$\Delta T_{lm,j} = \frac{(T_{1,j} - T_{3,j}) - (T_{2,j} - T_{4,j})}{\ln[(T_{1,j} - T_{3,j}) / (T_{2,j} - T_{4,j})]} \quad (85)$$

$T_1 =$ sıcak akışkanın eşanjöre giriş sıcaklığı

$T_2 =$ sıcak akışkanın eşanjörden çıkış sıcaklığı

$T_3 =$ soğuk akışkanın eşanjörden çıkış sıcaklığı

$T_4 =$ soğuk akışkanın eşanjöre giriş sıcaklığı

Düzeltilme faktörü F , gövde ve boru tarafı akışkan sıcaklıkları ile boru ve gövde geçiş sayısının bir fonksiyonudur. Aşağıda verilen iki boyutsuz sıcaklık oranı olan *Kapasite oranı* (R) ve *Etklilik* (S) kullanılarak ve ilgili diyagramlar yardımı ile düzeltme faktörü hesaplanabilir.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{T_3 - T_4} \quad (86)$$

$$S = \frac{T_3 - T_4}{T_1 - T_4} \quad (87)$$

Bir gövde, iki boru geçişli bir ısı değiştirici için düzeltme faktörü Denklem 88'deki gibi de hesaplanabilir.

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \left[\frac{1 - S}{1 - RS} \right]}{(R - 1) \ln \left[\frac{2 - S[R + 1 - \sqrt{R^2 + 1}]}{2 - S[R + 1 + \sqrt{R^2 + 1}]} \right]} \quad (88)$$

Isı değiştiricisinin boru boyu aşağıdaki ifade ile hesaplanmaktadır.

$$L_j = \frac{A_j}{N_b \cdot \pi \cdot d_o} \quad (89)$$

Her bir sürecin nihai ısı transfer katsayısı, ısı transfer alanı ve boru boyu sırasıyla aşağıdaki gibi elde edilebilmektedir.

$$A = \sum_{j=1}^N A_j \quad (90)$$

$$U = (1/A) \cdot \sum_{j=1}^N A_j \cdot U_j \quad (91)$$

$$L = \sum_{j=1}^N L_j \quad (92)$$

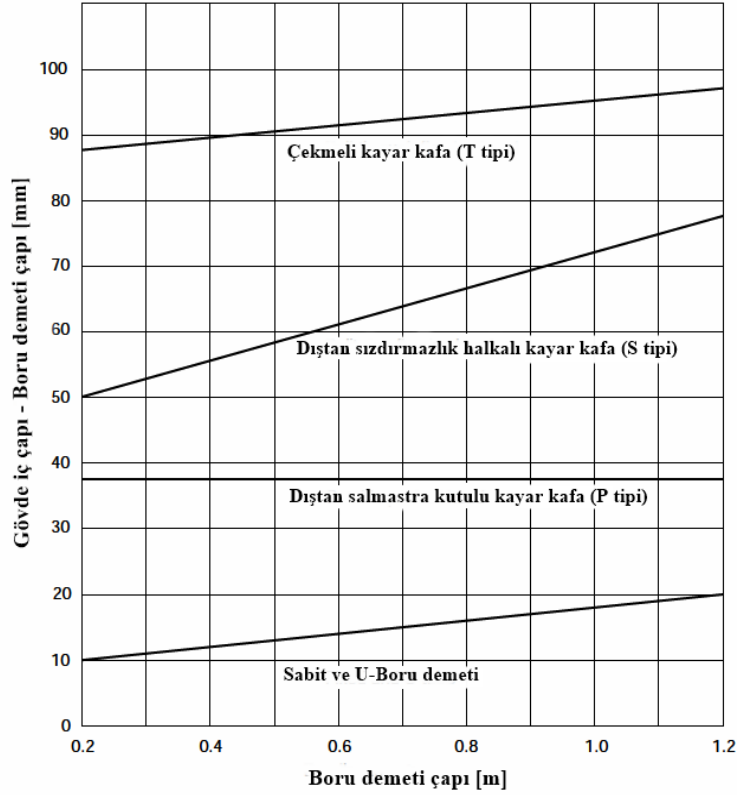
Boru demeti çapı d_b , standart boru düzenlerine dayanan ampirik bir bağıntı olan Denklem 93 ile elde edilebilir. Bu denklemde kullanılan sabitler, hem üçgen hem de kare boru düzeni için Tablo 17'de verilmiştir [132].

$$d_b = d_o \left(\frac{N_b}{K_1} \right)^{1/n_1} \quad (93)$$

Tablo 17. Boru demeti hesabı için gerekli sabitler [132]

Düzen	Parametre	Boru geçiş sayısı				
		1	2	4	6	8
Üçgen $p_t=1.25d_o$	K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
	n_1	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675
Kare $p_t=1.25d_o$	K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
	n_1	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

Gövde çapı (d_s), pratik olarak mümkün olduğunca boru demetine yakın olacak şekilde seçilmelidir. Boru demetinde en dıştaki borular ile gövde iç çapı arasındaki boşluk, ısı değiştiricinin tipine ve üretim toleranslarına bağlıdır ve tipik ilişkiler Şekil 58'de gösterilmiştir.



Şekil 58. Gövde çapı ile boru demeti çapı arasındaki ilişki [132].

Şaşırtma levhaları arasındaki mesafe (l_{bs}) genellikle gövde çapının %20'si veya %50'si olarak alınmaktadır. Gövde borulu ısı değiştiricilerinde, bir borunun kesit alanı ($A_{boru,cs}$) ve toplam kesit alanı (A_t) aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$A_{boru,cs} = \frac{\pi}{4} d_i^2 \quad (94)$$

$$A_t = \frac{N_{boru}}{N_{b,geçiş}} \cdot A_{b,cs} \quad (95)$$

Boru tarafındaki akışkanın kütleli akış hızı (G) ve lineer hızı (u) sırasıyla aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_t} \quad (96)$$

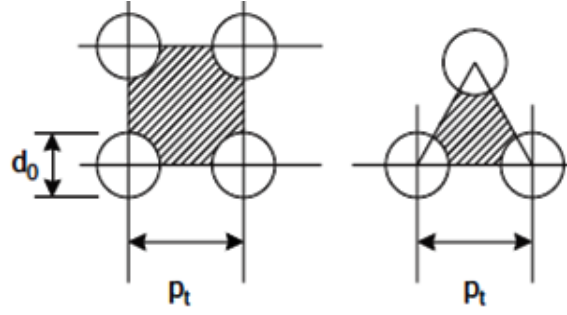
$$u = \frac{G}{\rho} \quad (97)$$

burada \dot{m} kütleli debi, ρ ilgili akışkanın yoğunluğudur. Gövde tarafı akış alanı (A_s) ve boru merkezleri arası dik uzaklık (p_t) aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$A_s = \frac{(p_t - d_o) d_s l_{bs}}{p_t} \quad (98)$$

$$p_t = 1.25 \cdot d_o \quad (99)$$

Kare ve üçgen düzeni için gövde eşdeğer çapı, kesit alanı ve ıslak alan Şekil 59'da gösterilmiştir. Gövde eşdeğeri çapı (d_e), aksenal yönde (borulara paralel) alınan borular ile boruların ıslak çevresi arasındaki akış alanı kullanılarak kare ve üçgen boru düzeni için sırasıyla Denklem 100 ve 101'deki gibi hesaplanır [132].



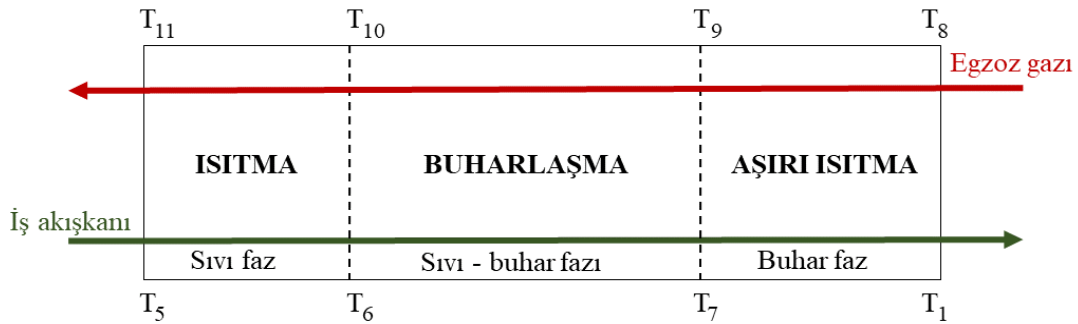
Şekil 59. Gövde eşdeğer çapı, kesit alanı ve ıslak alan [132].

$$d_e = \frac{1.27}{d_o} (p_t^2 - 0.785 d_o^2) \quad \text{kare diziliş için} \quad (100)$$

$$d_e = \frac{1.10}{d_o} (p_t^2 - 0.917 d_o^2) \quad \text{üçgen diziliş için} \quad (101)$$

2.4.2.1. Evaporatör Tasarımı

Evaporatör; ısıtma, buharlaşma ve aşırı ısıtma olmak üzere üç bölüme ayrılmış ve şematik gösterimi Şekil 60'da verilmiştir. İş akışkanı için ısıtma ve aşırı ısıtma süreçlerinde yalnızca tek fazlı akış varken buharlaşma sürecinde sıvı ve buhar fazı olmak üzere iki fazlı bir akış söz konusudur. Dolayısıyla bu süreçlerin ısı transferi hesaplamaları için farklı yaklaşımlar kullanılmalıdır.



Şekil 60. Evaporatör modeli

Egzoz gazı, tüm bölümler için tek fazlı akış olarak gerçekleşmekte olup tek bir yaklaşımla hesaplamalar yapılabilmektedir. Gövde borulu ısı değiştiricisi ile gerçekleşen ısı transferi işleminde gövde tarafında egzoz gazı akarken, borulardan ise organik iş akışkanı akmaktadır. Aşağıda sırasıyla gövde ve boru tarafı için ısı transfer hesaplamaları ayrı ayrı olarak verilmiştir.

2.4.2.1.1. Boru Tarafı

Isıtma ve aşırı ısıtmada organik iş akışkanı tek fazlı türbülanslı akış sergilediği için Nusselt sayısı aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir.

$$Nu = \frac{(f/8)Re Pr}{1.07 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad \left(\begin{array}{l} 0.5 \leq Pr \leq 2000 \\ 10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \end{array} \right) \quad (102)$$

Bu yaklaşım Gnielinski [133] tarafından düşük Reynolds sayıları için revize edilerek aşağıda gösterilen yapıya dönüştürülmüştür.

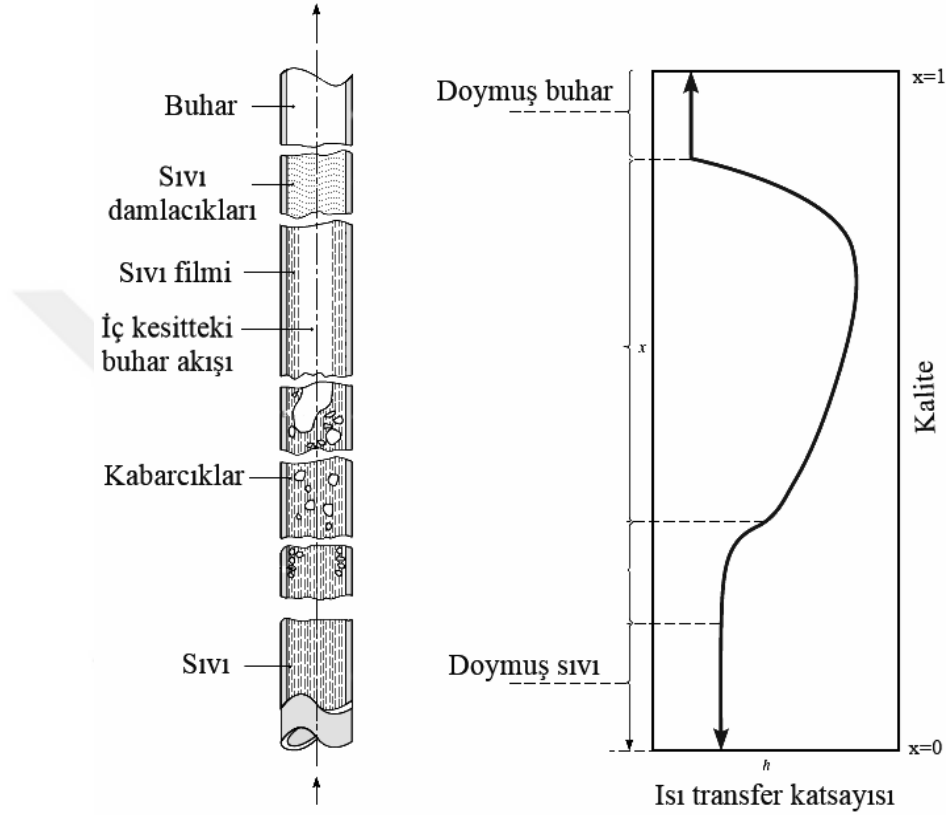
$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad \left(\begin{array}{l} 0.5 \leq Pr \leq 2000 \\ 3 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \end{array} \right) \quad (103)$$

Burada Re ve Pr sırasıyla boyutsuz sayılar olan Reynolds ve Prandtl sayılarını göstermektedir. Ayrıca f , sürtünme faktörü olup Petukov [134] denklemi ile hesaplanabilmektedir.

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (3 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^6) \quad (104)$$

Buharlaşma bölümünde iş akışkanı iki fazda olup ısı transferi, kaynamalı ısı transferi şeklinde gerçekleşmektedir. Kaynama, belirli bir basınçtaki sıvının doyma sıcaklığından daha yüksek sıcaklıktaki bir katı-sıvı ara yüzeyinde meydana gelmektedir. Kaynamalı ısı transferi, tek fazlı ısı transferine göre daha karmaşık bir yapıya sahiptir. Buharlaştırıcı tasarımında havuz kaynaması ve zorlanmış taşınım kaynaması (akış kaynaması) olmak üzere iki tip kaynama dikkate alınmaktadır. Havuz kaynaması, bir sıvı havuzunda kabarcıklı kaynama olarak tanımlanırken taşınım kaynaması, buharlaşan akışkanının ısıtılmış yüzey

üzerindeki aktığı yerde meydana gelir ve akış pompa gibi bir dış kaynak ile sağlanır. Sonuç olarak ısı transferi hem zorlanmış taşınım hem de kabarcıklı kaynama ile gerçekleşmektedir. Şekil 61'de ısıtılan düşey borudaki akış kaynamasında karşılaşılan akış rejimleri gösterilmiştir.



Şekil 61. Bir boru içinde zorlanmış taşınımlı kaynamadaki akış rejimleri [135].

Kaynama olayı karmaşık bir olgu olduğu için kaynamalı ısı transfer katsayılarını kesin olarak tahmin etmek oldukça zordur. Kaynamalı ısı transferi için yapılan kapsamlı deneysel çalışmalar ile çeşitli ampirik bağıntılar elde edilmiştir. Buhar kalitesinin ısı değiştiricisi boyunca kademeli olarak değişmesi, kaynamalı ısı transferini hesaplamak için bu bağıntılar uygulanırken karşılaşılabilecek önemli bir sorun olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu nedenle ısı değiştiricisi bölümlere ayrılmalı, hesaplama adım adım yapılarak ısı transfer alanı ve ısı transfer katsayısı her bölüm için sırayla tahmin edilmelidir [132].

Tez kapsamında yapılan çalışmada Güngör ve Winterton [136] tarafından sunulan yaklaşım ile kaynamalı ısı transfer hesapları yapılmıştır.

$$h_t = E \cdot h_{lo} + S \cdot h_{pool} \quad (105)$$

h_{lo} , sıvı fazı taşınım ısı transfer katsayısı olup Dittus-Boelter korelasyonunu kullanarak hesaplanmaktadır.

$$h_{lo} = 0.023 \cdot Re_{t,l}^{0.8} \cdot Pr_{t,l}^{0.4} \cdot \frac{k_{t,l}}{d_i} \quad (106)$$

Sıvı Reynolds sayısı $Re_{t,l}$, kanalda sadece sıvı fazın aktığı varsayılarak değerlendirilir ve aşağıdaki gibi hesaplanır

$$Re_{t,l} = (1 - x) \cdot \frac{(\rho_{t,l} \cdot u_t \cdot d_i)}{\mu_{t,l}} \quad (107)$$

İki fazlı konveksiyon çarpanı E , Denklem 108'deki gibi hesaplanmaktadır.

$$E = 1 + 24000 \cdot Bo^{1.16} + 1.37 \cdot (1/X_{tt})^{0.86} \quad (108)$$

Burada Bo ve X_{tt} sırasıyla kaynama ve Martinelli sayısı olup aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$Bo = \frac{q}{G_t \cdot h_{fg}} \quad (109)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1 - x}{x} \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_{t,g}}{\rho_{t,l}} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_{t,l}}{\mu_{t,g}} \right)^{0.1} \quad (110)$$

Havuz kaynaması için Cooper [137] tarafından önerilen bağıntı kullanılmıştır.

$$h_{pool} = 55 \cdot P_{rdc}^{0.12} \cdot (-\log_{10} P_{rdc})^{-0.55} \cdot M^{-0.5} \cdot q^{0.67} \quad (111)$$

Burada P_{rdc} iş akışkanın çalışma basıncının kritik basınca bölünmesi (P_{ope}/P_{crt}) ile elde edilir. Sıkıştırma faktörü S ise aşağıdaki ifade ile elde edilmektedir.

$$S = (1 + 1.15 \cdot 10^{-6} \cdot E^2 \cdot Re_{t,l}^{1.17})^{-1} \quad (112)$$

2.4.2.1.2. Gövde Tarafı

Gövde tarafından akan egzoz gazı tek fazlı bir akış sergilemekte olup ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır [135];

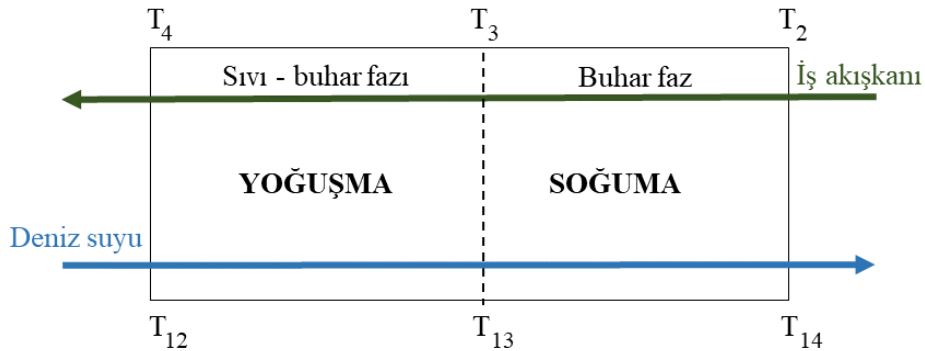
$$Nu = 0.71 Re^{0.5} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^n \quad (113)$$

$$h = Nu \frac{k}{d_e} \quad (114)$$

burada kızgın buhar için $n = 0$ ve sıvı için $n = 0.25$ kullanılır. Ayrıca Pr_w , borunun duvar sıcaklığındaki özellikleri kullanılarak değerlendirilmektedir.

2.4.2.2. Kondenser Tasarımı

Kondenser, soğuma ve yoğuşma olmak üzere iki bölüme ayrılmış ve şematik gösterimi Şekil 62'de verilmiştir. İş akışkanı için soğuma süreci, tek fazlı akış ile gerçekleşirken yoğuşma sürecinde sıvı ve buhar fazı olmak üzere iki fazlı bir akış söz konusudur. Dolayısıyla bu iki sürecin ısı transferi hesaplamalarında farklı yaklaşımlar kullanılmaktadır.



Şekil 62. Kondenser modeli

Deniz suyu, iki bölüm için tek fazlı akış olarak gerçekleşmekte olup ısı transfer katsayısı tek bir yaklaşımla hesaplanabilmektedir. Gövde borulu ısı değiştiricisi ile gerçekleşen ısı transferi işleminde kondenser modeli için gövde tarafında organik iş akışkanı akarken borulardan deniz suyu akmaktadır. Aşağıda sırasıyla gövde ve boru tarafı için ısı transfer hesaplamaları ayrı ayrı olarak verilmiştir.

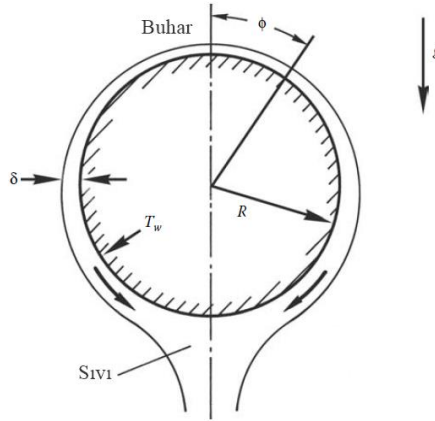
2.4.2.2.1. Boru Tarafı

Kullanılan kondenser modelinde boru tarafında deniz suyu akmakta ve akış, tek fazda gerçekleşmektedir. Dolayısıyla Denklem 103'te verilen Gnielinski [133] bağıntısı ile ısı transfer katsayısı hesaplanabilmektedir.

2.4.2.2.2. Gövde Tarafı

Gövde tarafında soğuma işlemi tek fazda gerçekleşirken, yoğuşma işlemi iki fazda gerçekleşmektedir. Tek fazda gerçekleşen soğuma işlemi için ısı transfer katsayısı hesaplanırken Denklem 113'te verilen bağıntı kullanılabilir [135].

Akışkan soğuma bölümünden geçtikten sonra çift fazda gerçekleşen yoğuşma işlemi başlayacaktır. Bilindiği gibi doymuş haldeki buhar, bulunduğu basınçtaki doyma sıcaklığından daha küçük sıcaklıktaki bir yüzeye temas ettiğinde yoğuşmaya başlamaktadır. Yoğuşan damlalar, yüzeyde birleşmeden yoğuşma devam ederse bu durum damla yoğuşması olarak adlandırılmaktadır. Eğer yoğuşan damlalar yüzeyde birleşip bir film teşkil ederse film yoğuşması olarak adlandırılmaktadır. Damla yoğuşmasında ısı direnç çok küçükken film yoğuşmasındaki ısı direnç çok büyüktür ve yüzeyde oluşan film kalınlaştıkça direnç daha da artacaktır. Yani, damla yoğuşmasındaki ısı transferi, film yoğuşmasındaki ısı transferine göre oldukça yüksektir. Bununla beraber yüzeylerde damla yoğuşmasını sağlamak pek mümkün olmamaktadır. Dolayısıyla yoğuşma süreci film yoğuşması olarak alınacaktır. Şekil 63'te yatay bir boru üzerinde meydana gelen film yoğuşması görülmektedir.



Şekil 63. Yatay bir boru üzerinde film yoğuşması

Yatay bir boru üzerinde meydana gelen film yoğuşması için ortalama ısı transfer katsayısı Denklem 115 ile elde edilebilir.

$$h = 0.728 \left(\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_g) k_l^3 h_{lg}}{\mu_l (T_{sat} - T_w) d_o} \right)^{1/4} \quad (115)$$

burada T_w duvar sıcaklığı ve T_{sat} doyma sıcaklığıdır. Yatay boru demeti üzerinde meydana gelen film akışı tek bir boru üzerinde meydana gelen film akışına göre farklılık göstermektedir. Akışın belirli bölgelerde birikmesi sebebiyle ısı transfer katsayısı azalmaktadır. Kern tarafından yapılan deneysel çalışma neticesinde boru demeti üzerinde meydana gelen yoğuşma için ısı transfer katsayısı Denklem 116'daki gibi hesaplanabilmektedir.

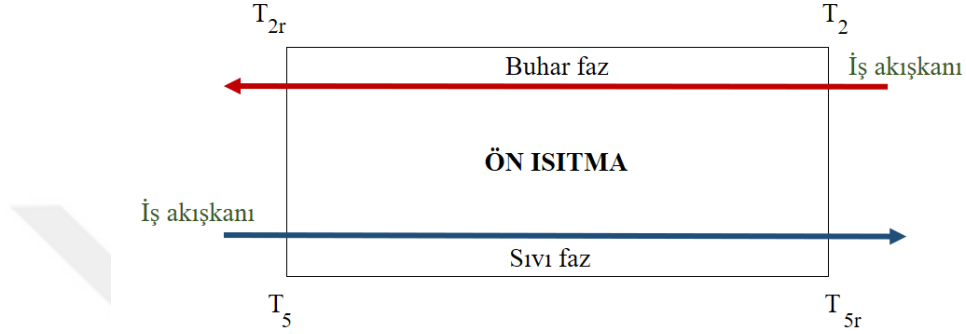
$$h = 0.728 \left(\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_g) k_l^3 h_{lg}}{\mu_l (T_{sat} - T_w) d_o} \right)^{1/4} \cdot N_r^{-1/6} \quad (116)$$

N_r , dikey boru sırasındaki ortalama boru sayısı olup merkezi boru sırasındaki sayının üçte ikisi olarak alınabilir [132].

$$N_r = \frac{d_b}{p_t} \cdot (2/3) \quad (117)$$

2.4.2.3. Reküperatör Tasarımı

Türbinden çıkan kızgın iş akışkanı ısı değiştiricinin gövde tarafından geçerken, pompa sonrası yüksek basınçlı iş akışkanı boru tarafından akmaktadır. Çalışmada reküperatör tek bir bölümde analiz edilmiş olup şematik gösterimi Şekil 64’te verilmiştir.



Şekil 64. Reküperatör modeli

Reküperatörün gövde tarafından akan akışkan buhar fazında, boru tarafında akan akışkan sıvı fazında olup ısı transferi tek fazda gerçekleşmektedir. Dolayısıyla ısı transfer hesaplamalarında Denklem 103’te verilen Gnielinski [133] bağıntısı kullanılmıştır.

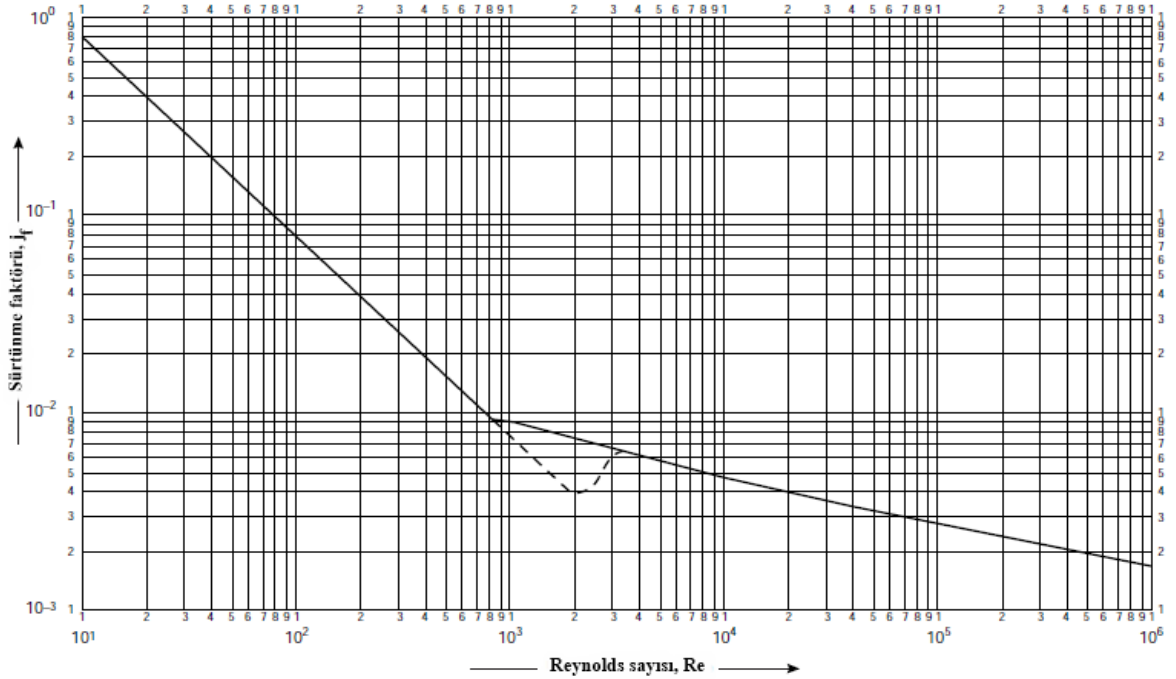
2.4.3. Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinde Basınç Düşüşü

Gövde borulu ısı değiştiricisi tasarımı yapılırken yani boru çapları, şaşırtma perdeleri arası uzaklık, boru geçişi, gövde geçişi ve boru sayısı gibi tasarım parametreleri belirlenirken izin verilen maksimum basınç düşüşü hesaba katılmalıdır. Gövde borulu ısı değiştiricisi ön dizaynı aşamasında yukarıda sayılan parametreler tasarımcı tarafından yaklaşık olarak belirlenmektedir. Termal tasarım bittikten sonra boru ve gövde tarafı için basınç düşüşü hesapları yapılarak izin verilen azami basınç düşüşünü aşıp aşmadığı kontrol edilmelidir. Eğer basınç düşüşü istenilen seviyeyi geçiyorsa ısı değiştiricisi tasarım parametreleri uygun değerlere gelecek şekilde ayarlanmalıdır.

Gövde borulu ısı değiştiricilerde boru tarafında akan akışkan, sürtünme kayıpları gibi nedenlerden dolayı basınç düşüşüne maruz kalmaktadır. Boru tarafı basınç düşüşü (ΔP_t) Denklem 118'de gösterildiği gibi hesaplanabilmektedir [132].

$$\Delta P_t = N_{b,geçiş} \cdot \left[8j_f \cdot \left(\frac{L}{d_i} \right) \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-m} + 2.5 \right] \cdot \frac{\rho u^2}{2} \quad (118)$$

Burada m sayısı laminer akış için 0.25 olarak alınırken türbülanslı akış için 0.14 olarak alınmaktadır. Reynolds sayısına göre değişmekte olan sürtünme faktörü j_f , Şekil 65'te verilen grafik yardımı ile belirlenmektedir [132].

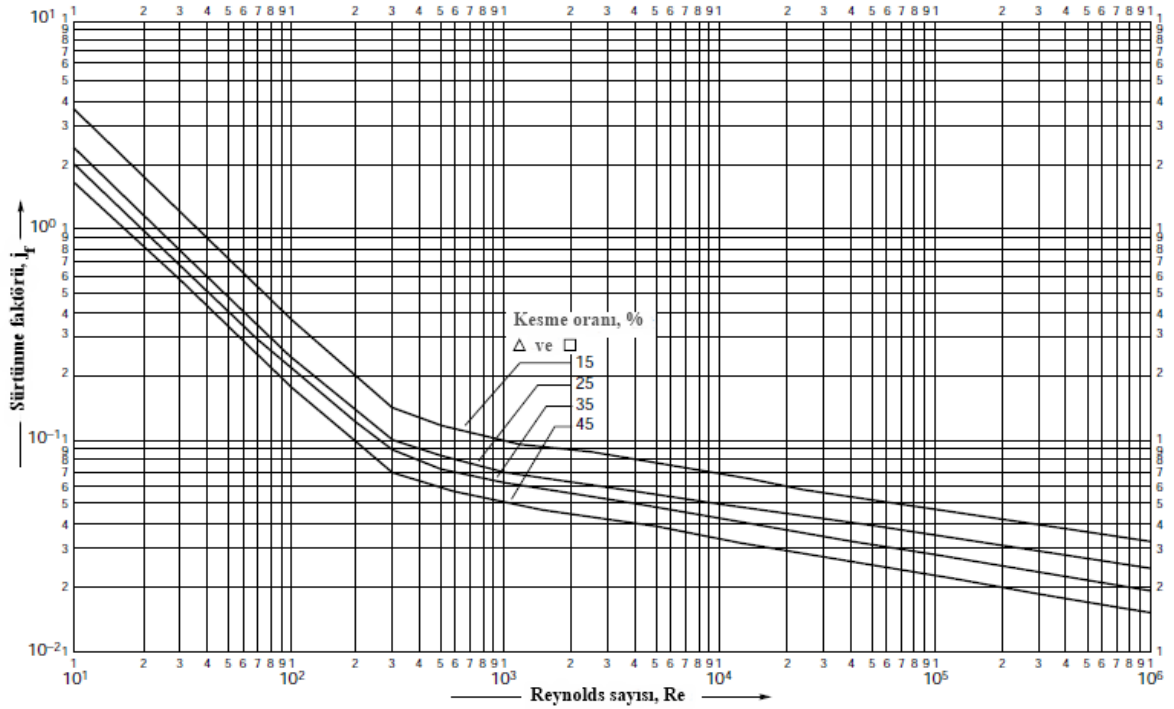


Şekil 65. Boru tarafı sürtünme faktörü [132].

Benzer Şekilde gövde tarafında meydana gelen basınç düşüşü (ΔP_s) Denklem 119'da verilen bağıntı ile hesaplanabilmektedir [132].

$$\Delta P_s = 8j_f \cdot \left(\frac{d_{shell}}{d_e} \right) \cdot \left(\frac{L}{l_{bs}} \right) \cdot \frac{\rho u^2}{2} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (119)$$

Gövde tarafı sürtünme faktörü ($j_{f,s}$) Şekil 66'da verilen grafik yardımı ile elde edilmektedir.



Şekil 66. Gövde tarafı sürtünme faktörü [132].

Sabit bir ısı kapasitesi için akışkan hızlarının artırılması, ısı transfer katsayısını artırdığı için daha küçük ısı transfer alanına sahip ısı değiştiricisi kullanılmasına olanak sağlar. Böylece ilk yatırım maliyeti düşürülmüş olur. Bununla beraber, akışkan hızlarının artırılması basınç düşümünü de artıracaktır. Basınç düşümü ile ilgili yukarıdaki denklemlerden de görüleceği gibi basınç düşüşü, akışkan hızının karesi ile doğru orantılıdır. Dolayısıyla, basınç düşüşünü telafi edecek ek bir pompalama gücü gerekecek ve işletme maliyeti artacaktır. Bu yüzden, bir ısı değiştiricisi tasarımı yapılırken ısı geçişi ve basınç düşüşü birlikte düşünülerek sistem için en uygun çözüm araştırılmalıdır [138].

Buharlaşma sürecinde iki fazlı kaynamalı ısı transferi gerçekleştiği için basınç düşüşü hesabı tek fazlı boru akışına göre daha karmaşıktır. Literatürde, Lockhart-Martinelli korelasyonu, Chisholm korelasyonu, Friedel korelasyonu, Müller-Steinhagen ve Heck korelasyonu gibi çift fazlı akışta basınç düşüşünü hesaplamak için çeşitli yaklaşımlar bulunmaktadır. Çift fazlı akış için genel olarak homojen akış modeli ve ayrık akış modeli olmak üzere iki yaklaşım bulunmaktadır. Bununla beraber çoğu durum için ayrık akış

modeli, boru içi akıştaki basınç düşüşünü daha iyi temsil etmektedir [139]. Tez kapsamında bu yaklaşıma dayalı, Müller-Steinhagen ve Heck korelasyonu kullanılmıştır. Bu yaklaşımda iki fazlı basınç düşüşü, tüm akışın (buhar ve sıvı) sıvı fazın özelliklerine sahip olduğunda meydana gelecek olan basınç düşüşünün bir katı olarak ifade edilir. Fakat, buhar oranı ve diğer parametreler akış boyunca farklılık gösterdiği için basınç düşümü yerine basınç gradyanları hesaplanır ve toplam basınç düşüşü, basınç gradyanının akış boyunca entegre edilmesiyle elde edilir. Buhar oranı ve diğer akış parametreleri yaklaşık sabit olduğu zaman basınç gradyanları yerine basınç düşüşü de kullanılabilir. İki fazlı akış için basınç düşüşü Denklem 120'deki gibi hesaplanır.

$$\left(\frac{\Delta P_t}{L}\right)_{if} = \phi^2 \cdot \left(\frac{\Delta P_t}{L}\right)_{lo} \quad (120)$$

Burada, $\left(\frac{\Delta P_t}{L}\right)_{if}$ iki faz basınç gradyanı, ϕ^2 iki faz çarpanı ve $\left(\frac{\Delta P_t}{L}\right)_{lo}$ sıvı olarak toplam akış için basınç gradyanıdır. Bu yaklaşım esasen Chisholm korelasyonu [140] ile benzerlik göstermekte olup tek fark ϕ^2 ifadesinin hesaplanmasıdır. ϕ^2 ifadesi Denklem 121'de gösterildiği hesaplanmaktadır.

$$\phi^2 = Y^2 x^3 + [1 + 2x(Y^2 - 1)] \cdot (1 - x)^{\frac{1}{3}} \quad (121)$$

Burada bulunan x , kuruluk derecesidir. Y ifadesi Chisholm korelasyonunda kullanılmakta olup *Chisholm* parametresi olarak bilinir ve Denklem 122'deki gibi hesaplanabilir.

$$Y = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{\frac{n}{2}} \quad (122)$$

Yoğuşma tarafındaki basınç düşüşünü tahmin etmek için giriş buhar koşullarında hesaplanan basınç düşüşü (ΔP_v) kullanılmaktadır. Elde edilen bu değer iki faz çarpanı (ϕ_v^2) ile çarpılarak yoğuşmadaki basınç düşüşü ($\Delta P_{yoğ}$) Denklem 123 ile yaklaşık olarak hesaplanmaktadır.

$$\Delta P_{yoğ} = \phi_v^2 \cdot \Delta P_v \quad (123)$$

Doymuş buhar beslemeli ve gövde tarafında meydana gelen yoğuşma için Bell ve Mueller yaptıkları çalışmada, buharın kondenserden çıkış oranının (x_e) bir fonksiyonu olarak ortalama iki fazlı çarpanı için bir grafik sunmuşlardır. Hesaplama kolaylığı için grafikten okunan değerler kullanılarak regresyon analizi ile Denklem 124 elde edilmiştir [139].

$$\phi_v^2 = 0.33 + 0.22x_e + 0.61x_e^2 \quad (0 \leq x_e \leq 0.95) \quad (124)$$

Akışkan kondenserden doymuş sıvı olarak çıktığı durumda ($x_e=0$) iki faz çarpanı 0.33 değerini almaktadır. Bu değer, Kern ve Kraus'ın [28] buhar hızı girişten çıkışa doğrusal olarak değiştiği durumda iki faz çarpanının 1/3 olarak önerdiği değere eşittir. İki faz çarpanının hesaplanması için verilen ifade deneysel verilere dayanmasına rağmen bazı varsayımlar içerir. Dolayısıyla, gerçekte çarpanın biraz daha yüksek olduğu ve bu değer 0.5 olarak alınabileceği de belirtilmiştir [139].

2.5. ORC Ekonomik Analizi

ORC sisteminin maliyetini hesaplamak için üç adımdan oluşan modül maliyetleme yöntemi (MCT - Module Costing Technique) kullanılmakta ve bu yöntem genellikle ön maliyet tahminlerini yapmak için en iyi metot olarak kabul edilmektedir [141]. Bu yöntemde ilk olarak sistemdeki her bir ekipman için satın alma maliyeti hesaplanır. Daha sonra bu bilgi yardımıyla yalın modül maliyetleri elde edilir. Son olarak her bir elamana ait hesaplanan maliyetler toplanarak sistemin toplam maliyeti belirlenmektedir [2, 105, 119, 142-148].

Herhangi bir ekipman için satın alma maliyeti (C_p), ortam işletme basıncında ve karbon çeliği konstrüksiyonu kullanılarak Denklem 125 yardımı ile belirlenmektedir.

$$\log C_{p,X} = K_{1,X} + K_{2,X} \log Y + K_{3,X} (\log Y)^2 \quad (125)$$

Burada Y , türbin ve pompa için kW cinsinden gücü gösterirken ısı değiştiricileri için m^2 cinsinden ısı transfer alanını, K_1 , K_2 ve K_3 ekipman maliyet katsayılarını, X indisi ise ilgili ekipmanı göstermektedir. Yalın modül maliyeti (Bare Module Cost), ısı değiştiricileri ve

pompa için Denklem 126 ile hesaplanırken türbin için yalın modül maliyeti Denklem 127 ile hesaplanmaktadır.

$$C_{BM,X} = C_{p,X}(B_{1,X} + B_{2,X}F_{M,X}F_{P,X}) \quad (126)$$

$$C_{BM,tur} = C_{p,tur}(F_{BM}F_{P,tur}) \quad (127)$$

Burada F_M malzeme faktörü, B_1 , B_2 ve F_{BM} ilgili ekipmana ait katsayılarıdır. F_P basınç faktörü olup tüm elemanlar için aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\log F_{P,X} = C_{1,X} + C_{2,X} \log P + C_{3,X} (\log P)^2 \quad (128)$$

C_1 , C_2 ve C_3 basınç faktörü katsayıları olup bu ve yukarıda bahsedilen tüm katsayıların değerleri her bir eleman için 2001 yılı baz alınarak Tablo 18’de verilmiştir. P , ilgili elemanın çalışma basıncıdır ve doğru sonuç elde etmek için bu ifadedeki basınç biriminin, Pascal’dan bara dönüştürülmesi gerekmektedir.

Tablo 18. ORC ekipman maliyet katsayıları [141].

X	Y	$K_{1,X}$	$K_{2,X}$	$K_{3,X}$	$B_{1,X}$	$B_{2,X}$	$F_{M,X}$	F_{BM}	$C_{1,X}$	$C_{2,X}$	$C_{3,X}$
Buharlaştırıcı	A_{buh}	4.3247	-0.303	0.1634	1.63	1.66	1.4	-	0.0388	-0.11272	0.08183
Yoğuşturucu	$A_{yoğ}$	4.3247	-0.303	0.1634	1.63	1.66	1.4	-	0.0388	-0.11272	0.08183
Rekuperatör	A_{rec}	4.3247	-0.303	0.1634	1.63	1.66	1.4	-	0.0388	-0.11272	0.08183
Pompa	W_p	3.3892	0.0536	0.1538	1.89	1.35	1.6	-	-0.3935	0.3957	-0.00226
Türbin	W_t	2.7051	1.4398	-0.1776	-	-	-	3.4	0	0	0

Temel ORC sistemlerinin ekonomik analizi ile ilgili çalışmalar incelendiğinde genellikle ısı değiştiricileri, pompa ve türbin olmak üzere temel elemanların dikkate alındığı görülmekte ve sistemdeki elektrik jeneratörünü maliyeti göz ardı edilmektedir. Bununla beraber, Wang vd. [149] tarafından yapılan bir çalışmada elektrik jeneratörün maliyeti de hesaba katılmış ve aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$C_{BM,gen} = 1850000 \cdot \left(\frac{W_{net}}{11800} \right)^{0.94} \cdot 1.5 \quad (129)$$

Temel ORC tesisinin günümüzdeki maliyeti, tüm elemanların maliyetleri toplanarak aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$C_{top} = (C_{BM,eva} + C_{BM,kon} + C_{BM,p} + C_{BM,t} + C_{BM,gen})_{2001} \cdot \frac{CEPCI_{2020}}{CEPCI_{2001}} \quad (130)$$

RORC sistemi için maliyet hesaplamasında $C_{BM,rec}$ 'in de dikkate alınması gerekmektedir. *CEPCI* (Chemical Engineering Plant Cost Index), kimya mühendisliği tesis maliyet endeksi olup hesaplamada kullanılan katsayılar 2001 yılı baz alınarak verildiği için günümüzdeki toplam maliyeti bulmak için $CEPCI_{2020}$ değeri kullanılmalıdır. $CEPCI_{2001}$ ve $CEPCI_{2020}$ sırasıyla 397 ve 599.5 olarak alınmıştır [119, 150].

ORC sisteminin toplam maliyeti kullanılarak literatürde çeşitli ekonomik analizler yapılmaktadır. Bunlardan biri olan kuruluş maliyetinin yıllık ödeme miktarı (A_{inv} – *Annuity of the Investment*), sermaye geri dönüşüm faktörü (*CRF*- *Capital Recovery Factor*) kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir.

$$A_{inv} = C_{top} \cdot CRF \quad (131)$$

$$CRF = \frac{i \cdot (1 + i)^t}{(1 + i)^t - 1} \quad (132)$$

Burada i ve t sırasıyla faiz oranı ve tesis ömrünü göstermektedir. Mevcut çalışmalarda faiz oranı %5 olarak tesis ömrü 20 yıl olarak alınmıştır. Sistemin ekonomik analizini yapabilmek için kuruluş maliyetinin yanında işletme ve bakım maliyetleri de hesaba katılmalıdır ve bu maliyet, toplam yatırım maliyetinin belirli bir yüzdesi olarak alınmaktadır. ORC sistemlerinin ekonomik analizi ile ilgili çalışmalar incelendiğinde genellikle bir değere getirilmiş maliyet ve geri ödeme süresi olmak üzere iki önemli gösterge üzerinde durulduğu görülmektedir.

Bir değere getirilmiş maliyet (Levelised Cost of Energy), tesisin yıllık olarak birim miktarda elektrik üretmesinin maliyeti olarak tanımlanmakta olup EPC (Electricity Production Cost) ile gösterilmektedir.

$$EPC = \frac{A_{inv} + COM}{W_{net} \cdot t_{op}} \left[\frac{\$}{kWh} \right] \quad (133)$$

Burada *COM* (*Operations and Maintenance Cost*), işletme ve bakım maliyeti olup toplam yatırım maliyetinin %1.5'i olarak alınmıştır. Tesisin yıllık çalışma süresi t_{op} , 7500 saat olarak kabul edilmiştir. Burada *LEC* değeri kWh başına maliyet olduğu için çalışmalarda bu değer minimum yapılması hedeflenmektedir.

Geri ödeme süresi (*PBP – Payback Period*), yatırım için harcanan toplam sermayenin kaç senede geri alındığını göstermektedir. Dolayısıyla *PBP*, Denklem 134'te gösterildiği gibi toplam yatırımın net kazanca bölünmesi ile hesaplanmaktadır.

$$PBP = \frac{C_{tot}}{W_{net} \cdot P_e \cdot t_{op} - COM} \quad (134)$$

Burada P_e , kWh başına elektrik fiyatı olup güncel çalışmalarda 0.15 \$/kWh olarak kabul edilmiştir [151, 152].

2.6. Ekserji Analizi

Ekserji, belirli bir referans ortamında bir sistem tarafından yapılabilecek maksimum iş olarak tanımlanmaktadır. Ekserji verimliliği ise bir sistemin ideale ne kadar yaklaştığının bir göstergesidir. Sistemlerin ekserji verimliliği, termodinamik çevrimin karmaşıklığı, tek tek bileşenlerin kalitesi, ısı değiştiricilerin boyutu gibi farklı faktörlerle ilişkili olabilmektedir. Tüm bu faktörlerin, maliyetleriyle ilgili olarak sistemin toplam ekserji verimliliğine katkıda bulunması beklenmektedir. Yani ekserji verimliliğini artıran herhangi bir iyileşmenin, yatırım maliyetlerini de orantılı olarak artırması beklenmektedir. Ekserji akışları ve maliyetler arasında bir ilişkinin varlığı ilk olarak Tsatsaronis ve Pisa [153] tarafından önerilmiş ve günümüzde sıklıkla eksergoekonomik analiz adı ile kullanılmaktadır. Atık ısı geri kazanım sistemlerinin ekserji verimliliği için referans değerler mevcut yayınlardan elde edilebilmektedir. Baldi ve Gabriellii [154] yaptıkları çalışma için ekserji verimliliği aralığını bugünün standart tasarım uygulamasından en son teknolojik gelişmeler dikkate alındığında %30 ile %70 arasında olduğunu belirlemişlerdir. Bir sistemin herhangi bir haldeki ekserjisi Denklem 135 ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{E} = \dot{m} \cdot [(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)] \quad (135)$$

burada o indisi ölü hali göstermektedir. Her bileşenin ait ekserji yıkımı (kaybı), ekserji dengesinden aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\dot{I}_p = \dot{m}_a \cdot T_0 \cdot (s_5 - s_4) \quad (136)$$

$$\dot{I}_{eva} = \dot{m}_a \cdot T_0 \cdot \left[(s_1 - s_5) - \frac{h_1 - h_5}{T_H} \right] \quad (137)$$

$$\dot{I}_t = \dot{m}_a \cdot T_0 \cdot (s_2 - s_1) \quad (138)$$

$$\dot{I}_{kon} = \dot{m}_a \cdot T_0 \cdot \left[(s_4 - s_2) - \frac{h_4 - h_2}{T_L} \right] \quad (139)$$

$$\dot{I}_{rek} = \dot{m}_a \cdot T_0 \cdot [(s_{2r} - s_2) + (s_{5r} - s_5)] \quad (140)$$

Burada T_H evaporatördeki ısı kaynağının (egzoz gazı) ortalama sıcaklığını ve T_L kondenserdeki soğutma suyunun (deniz suyu) ortalama sıcaklığını göstermektedir. Sistemdeki toplam ekserji yıkımı, temel ORC ve RORC için sırasıyla aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\dot{I}_{toplam} = \dot{I}_p + \dot{I}_{eva} + \dot{I}_t + \dot{I}_{kon} \quad (141)$$

$$\dot{I}_{toplam} = \dot{I}_p + \dot{I}_{eva} + \dot{I}_t + \dot{I}_{kon} + \dot{I}_{rek} \quad (142)$$

Termal verim, düşük dereceli ısı kaynaklarından enerjiyi kullanılabilir işe dönüştürme yeteneğini yansıtamaz. Bu nedenle, termodinamik performansı, termodinamiğin ikinci yasasına göre değerlendirmek için ekserji verimi dikkate alınmaktadır. İkinci yasa verimi, sistemin termal veriminin aynı şartlarda o sistemin ulaşabileceği en yüksek verime oranıdır.

Bir sistem için en yüksek verim ise tersinir koşullarda sağlanmaktadır. Sonuç olarak ikinci yasa verimi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{Isil,g}}{\eta_{Isil,tr}} \quad (143)$$

Burada $\eta_{Isil,g}$ ve $\eta_{Isil,tr}$ sırasıyla gerçekteki termal verim ve tersinir termal verim olup ikinci yasa verimi açık bir şekilde aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\eta_{ekserji} = \frac{W_{net}}{W_{net} + I_{total}} \quad (144)$$

2.7. ORC Sisteminin Tasarım Dışı Çalışması

Gemiler seyir boyunca rotasında ilerlerken değişen makine yükü ve çevre şartlarına bağlı olarak çoğu zaman tasarım dışı şartlarda çalışmak zorunda kalmaktadır. Bu sebeple ORC'nin performansını, geminin operasyonel profili boyunca değerlendirmek için tasarım dışı modeller uygulanmalıdır.

ORC'nin kısmi yük performansı, uygulanan kontrol stratejisine bağlıdır. Mevcut çalışmada, kısmi yükleme işlemlerinde daha yüksek verim sağladığı için evaporator basıncı için hareketli basınç yöntemi (Sliding pressure mode) benimsenmiştir. Bu kontrol stratejisi, buharlaşma basıncını optimize etmekte ve türbin ile pompa kayıplarını azaltmaktadır [6, 155]. Sabit basınç yönteminin aksine hareketli basınç yönteminde, sabit türbin giriş basıncını korumak için türbin giriş valfleri kısılmaz. Bunun yerine, vanalar tamamen açık bırakılmakta ve türbin giriş basıncı sistemin geri kalanına uyum sağlayan yük ile değişmektedir. İş akışkanı kütleli debisi, pompadan sonra yerleştirilen bir kısılma valfi (throttle valve) ile kontrol edilmektedir.

Özet olarak sunulan çalışmada, buharlaşma basıncı, türbin giriş sıcaklığı ve iş akışkanı kütleli debisi değişken, yoğuşma basıncı sabit olarak alınmıştır. Kondenserdeki ısı yükü, soğutma suyu olarak kullanılan deniz suyunun debisi kontrol edilerek karşılanmış ve tasarım dışı simülasyonlar bu şekilde gerçekleştirilmiştir. Türbin, pompa, ısı değiştirici ve elektrik jeneratörüne ait tasarım dışı modeller aşağıda sırasıyla verilmiştir.

2.7.1. Türbin Tasarım Dışı Modeli

Türbin izentropik verimin değişmesi, Schobeiri [156] tarafından türetilen ilişki kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\frac{\eta_{türbin,td}}{\eta_{türbin,t}} = \frac{N_{td}}{N_t} \sqrt{\frac{\Delta h_{is,t}}{\Delta h_{is,td}}} \left(2 - \frac{N_{td}}{N_t} \sqrt{\frac{\Delta h_{is,t}}{\Delta h_{is,td}}} \right) \quad (145)$$

Burada Δh_{is} izantropik entalpi düşüşünü ve N türbin dönme hızını gösterirken t ve td indisleri sırasıyla tasarım ve tasarım dışı çalışma koşullarını göstermektedir. Bu çalışmada dönme hızının sabit olduğu varsayılmıştır.

İş akışkanının kütleli debi, sıcaklık ve basınç arasındaki ilişkisi Stodola'nın elips yöntemi [157] ile elde edilmiştir. Bu korelasyonlar başlangıçta çok kademeli aksenal buhar türbinleri için türetilmiş olmasına rağmen ORC çalışmalarında kullanılan türbinler için de makul bir doğrulukla kullanılabilir olduğu literatürde gösterilmiştir [119].

$$\varphi_t = \dot{m}_t \frac{\sqrt{T_{1,t}}}{P_{1,t}} \quad (146)$$

$$\frac{\varphi_{td}}{\varphi_t} = \frac{\sqrt{1 - (P_{2,td} - P_{1,td})^2}}{\sqrt{1 - (P_{2,t} - P_{1,t})^2}} \quad (147)$$

Yukarıdaki iki denklem kullanılarak tasarım dışı koşullar altında türbin içinden akan iş akışkanının kütleli debisi aşağıdaki gibi elde edilebilmektedir.

$$\dot{m}_{td} = \frac{P_{1,td}^2 - P_{2,td}^2}{T_{2,td} \cdot Y_t} \quad (148)$$

$$Y_t = \frac{P_{1,t}^2 - P_{2,t}^2}{P_{1,t}^2 \cdot \varphi_t^2} \quad (149)$$

Burada Y_t Stodola sabiti olup türbinin tasarım çalışma koşulları kullanılarak hesaplanmaktadır. Yukarıda verilen temel eşitlikler kullanılarak ve gerekli sadeleştirmeler yapılarak daha pratik bir yaklaşım elde edilebilmektedir. Aşağıda verilen ifade ile tek bir C sabiti kullanılarak türbinin tasarım dışı çalışması modellenenmektedir.

$$C = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{in}}}{\sqrt{P_{in}^2 - P_{out}^2}} \quad (150)$$

Burada C sabiti türbinin tasarım çalışma koşulları için hesaplanarak tasarım dışı şartlar için sabit olarak kullanılmaktadır. Yukarıda sunulan ifade birçok çalışmada kullanılmıştır [5, 113, 119, 158].

2.7.2. Pompa Tasarım Dışı Modeli

Pompanın tasarım dışı izantropik verimi, giriş hacimsel debinin tasarım noktasına göre oranının üçüncü derece bir polinomu ile yaklaşık olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir.

$$\frac{\eta_{pompa,td}}{\eta_{pompa,t}} = c_1 \left(\frac{\dot{V}_{pompa,td}}{\dot{V}_{pompa,t}} \right)^3 + c_2 \left(\frac{\dot{V}_{pompa,td}}{\dot{V}_{pompa,t}} \right)^2 + c_3 \left(\frac{\dot{V}_{pompa,td}}{\dot{V}_{pompa,t}} \right)^1 + c_4 \quad (151)$$

Denklemden bulunan polinom katsayıları, ticari bir pompanın performans eğrisine göre ayarlanmaktadır. Bu çalışma için kullanılan katsayılar, gemi ORC sistemlerinin çalışma aralığı için yeterli olan ticari bir pompanın performans eğrisine göre belirlenmiş olup $c_1 = -0.439$, $c_2 = 0.466$, $c_3 = 0.453$ ve $c_4 = 0.519$ olarak alınmıştır [6]. Veres [159] tarafından sunulan orijinal ifadeye kıyasla, pompa veriminin dönme hızıyla değişimi ihmal edilmiştir. Burada, pompa maksimum verime, tasarım koşullarında ulaştığı varsayılmıştır. Pompa, sistem performansı üzerinde çok az etkiye sahip olduğu için bu yaklaşım, tasarım dışı performansı tahmin etmek için kabul edilebilir sonuçlar vermekte ve literatürde sıklıkla kullanılmaktadır [5, 6, 12, 113, 158].

2.7.3. Isı Değiştiricisi Tasarım Dışı Modeli

Isı değiştiricilerin tasarım dışı performansını modellemek için literatürde yaygın olarak ısı değiştiricilerin genel UA değerindeki değişikliği kullanılmaktadır. UA 'daki temel değişikliğin, kütlelesel debideki değişim oranı ile orantılı olduğu varsayılmaktadır.

$$UA_{td} = UA_t \left(\frac{\dot{m}_{td}}{\dot{m}_t} \right)^\alpha \quad (152)$$

Buradaki α üssünün değeri yapılan çalışmaya ve seçilen ısı değiştirici tipine göre belirlenmektedir. Gövde borulu ısı değiştiricisinin kullanıldığı gemi ORC çalışmalarında genellikle 0.6 değeri seçildiği görülmekte olup bu değer yeterince doğru olduğu literatürde kanıtlanmıştır [5, 6, 12, 113, 114, 119].

Benzer şekilde tasarım dışı koşullarda basınç düşüşü, α üssü 2 alınarak aşağıdaki ifade ile hesaplanabilmektedir.

$$\Delta P_{td} = \Delta P_t \left(\frac{\dot{m}_{td}}{\dot{m}_t} \right)^2 \quad (153)$$

2.7.4. Elektrik Jeneratörü Tasarım Dışı Modeli

Elektrik jeneratörlerinin verimleri yük duruma göre değişiklik gösterdiği bilinmesine rağmen genellikle ORC çalışmaları için elektrik jeneratörünün tasarım dışı çalışması modellenmemiş ve verimi sabit olarak alınmıştır. Bununla beraber, elektrik jeneratörünün tasarım dışı modelini, çalışmalarına dahil eden araştırmacılar da bulunmaktadır. Andreasen vd. [5] ile Pierobon vd [158] tarafında yapılan çalışmalarda Haglind ve Elmegaard [160] tarafından sunulan model kullanılmış olup, bu yaklaşım aşağıdaki gösterilmiştir.

$$\eta_{j,td} = \frac{\eta_{j,t} \cdot \theta}{\eta_{j,t} \cdot \theta + (1 - \eta_{j,t}) \cdot [(1 - F_{CU}) + F_{CU} \cdot \theta^2]} \quad (154)$$

Burada θ ve F_{CU} sırasıyla jeneratörün yükünü ve bakır kayıp oranını göstermektedir. Jeneratör yükü aşağıdaki gibi hesaplanırken bakır kayıp oranı Andreasen vd. [5] tarafından 0.43 olarak alınmıştır.

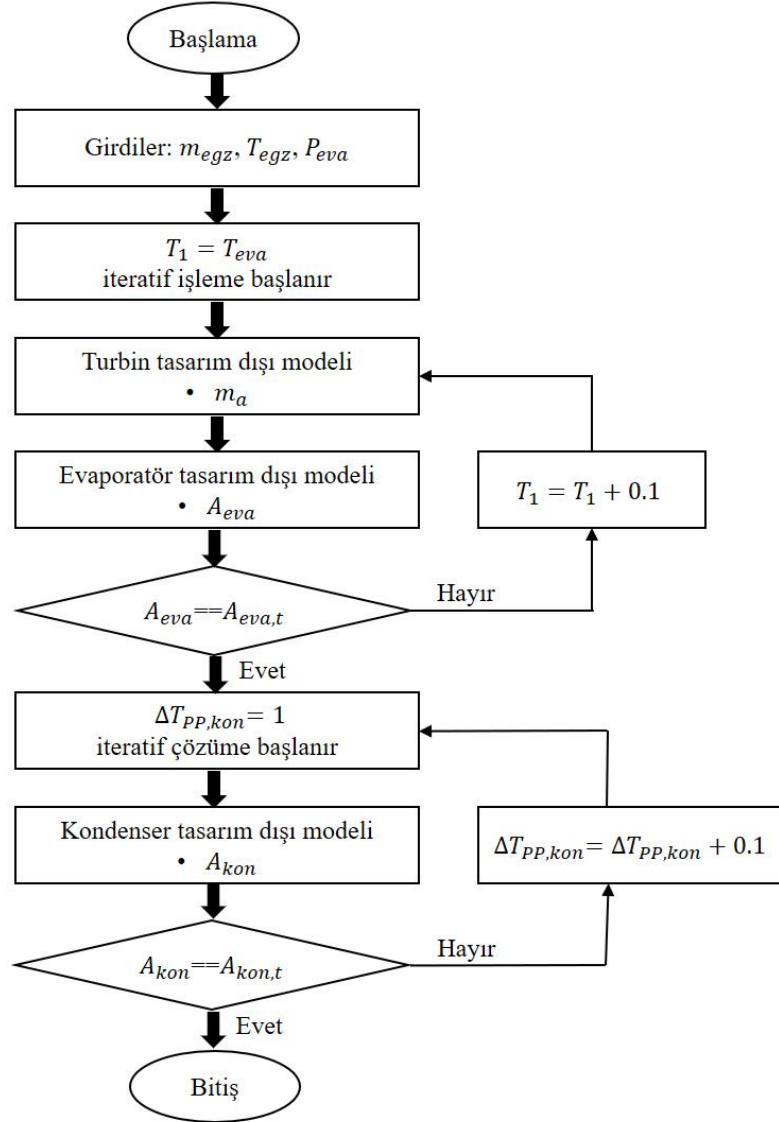
$$\theta = \frac{\dot{W}_{t\ddot{u}rbin,td}}{\dot{W}_{t\ddot{u}rbin,t}} \quad (155)$$

2.7.5. ORC Tasarım Dışı Hesaplama Prosedürü

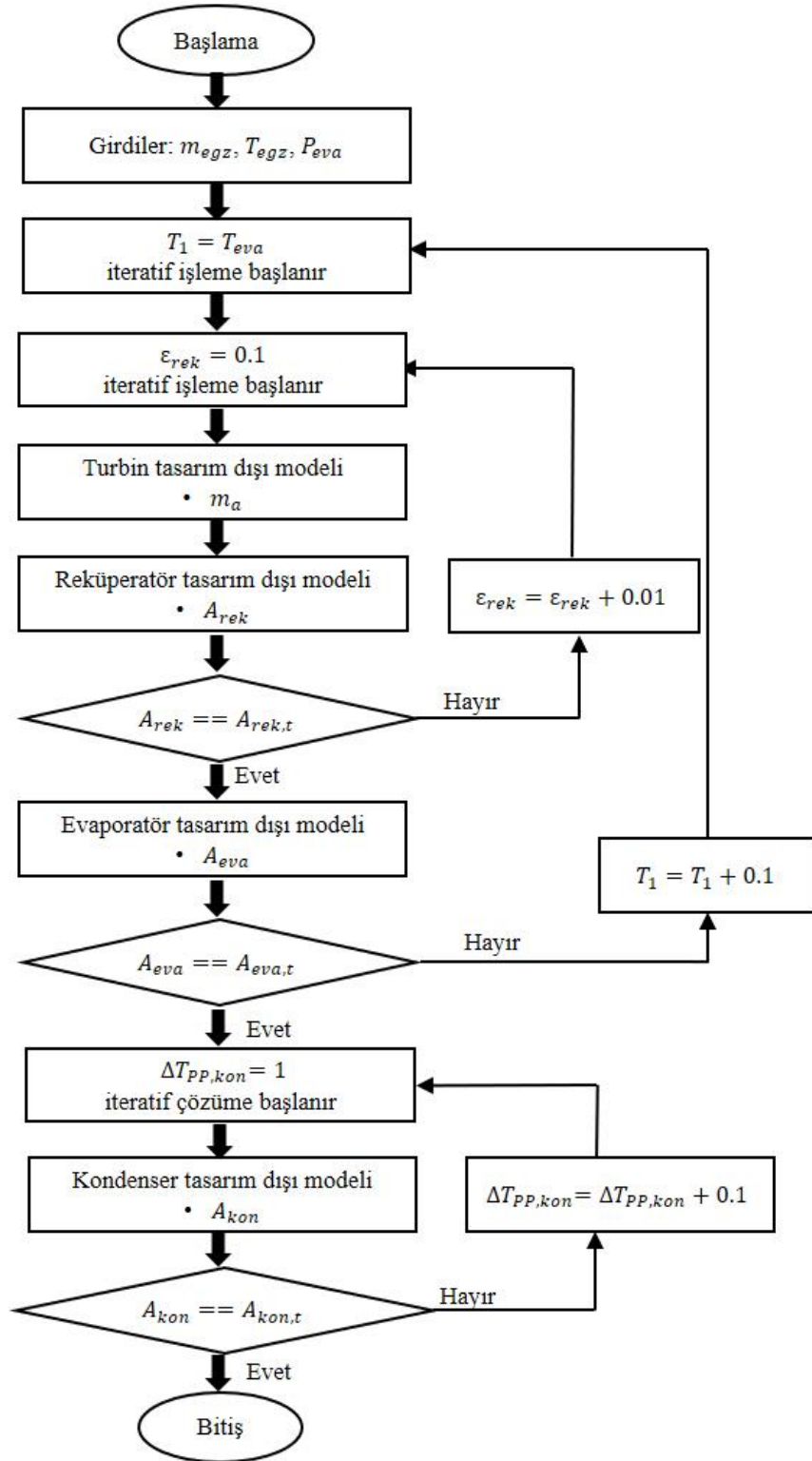
Seyir boyunca gemi ana makine yükü, seyir şartlarına bağlı olarak değişiklik göstereceği için egzoz sıcaklığı ve debisi de değişecektir. Kurulan atık ısı tesisinin değişen şartlara uyum sağlaması için tasarım dışı hesaplama süreci önemli bir rol oynamaktadır. Temel ORC sistemi için hesaplama sürecinin ilk aşaması, değişen egzoz gazı sıcaklık ve debi bilgisinin alınmasıdır. Daha sonra belirli bir buharlaşma basıncı ile bu süreç başlatılır. Türbin giriş sıcaklığının (T_1) ilk değeri doyma sıcaklığına eşit olacak şekilde atanır ve iş akışkanının kütleli debisi (\dot{m}_a) türbin tasarım dışı modeli kullanılarak hesaplanır. Elde edilen veriler ile egzoz gazına ait sıcaklık değerleri (T_9 , T_{10} ve T_{11}) hesaplanır ve ısı değiştirici tasarım dışı modeli kullanılarak evaporatör için ısıtma, buharlaşma ve aşırı ısıtma bölgelerinin ısı transfer katsayıları ve gerekli ısı transfer alanları hesaplanır. Bu üç bölgenin ısı transfer alanları toplanarak evaporatör için gerekli ısı transfer alanı elde edilir. Eğer tasarım şartı için önceden hesaplanmış alan ile tasarım dışı şart için hesaplanan alan arasındaki fark %1'den fazla ise türbin giriş sıcaklığı güncellenir ve bu süreç iteratif olarak tekrarlanır. Bu adım tamamlandıktan sonra kondenser analizi yapılmaktadır. Yoğuşturucu basıncı sabit tutulduğu için soğutma suyunun (deniz suyu) debisi, kontrol parametresi olarak kullanılmaktadır. Bunun için çözüme $\Delta T_{PP,kon}$ 'nin minimum değeri ile başlanır ve tasarım dışı modeller kullanılarak soğuma ve yoğuşma bölgeleri için ısı transfer katsayıları ile gerekli ısı transfer alanları hesaplanır. Soğuma ve yoğuşma bölgeleri için hesaplanan ısı transfer alanları toplamı ile tasarım şartı için hesaplanmış alan arasında fark istenilen seviye olan %1'den düşük değilse $\Delta T_{PP,kon}$ güncellenir ve süreç iteratif olarak tekrarlanır.

RORC sisteminin tasarım dışı hesaplama prosedürü, temel ORC sistemi ile benzerlik taşımaktadır. Buradaki tek fark reküperatör tasarım dışı modelinin sisteme eklenmesidir. Türbin giriş sıcaklığı atandıktan sonra reküperatör etkinliği (ϵ_{rek}) atanarak öncelikle reküperatör tasarım dışı modeli için gerekli alan belirlenip tasarım reküperatör tasarım alanı ile aynı olup olmadığı kontrol edilmektedir. Eğer bu alanlar arasındaki fark %1'den fazla ise reküperatör etkinliği güncellenerek bu süreç, alanlar farkı %1'den düşük olana kadar iteratif olarak tekrarlanmaktadır. Bu aşamadan sonra diğer adımlar, temel ORC ile aynı olmaktadır.

Temel ORC ve RORC sistemi için tasarım dışı hesaplama sürecine ait akış semaları sırasıyla Şekil 67 ve Şekil 68’de gösterilmiştir.



Şekil 67. Temel ORC için tasarım dışı hesaplama akış seması



Şekil 68. RORC için tasarım dışı hesaplama akış seması

2.8. Uygulama

Tez çalışması kapsamında, ORC tabanlı atık ısı geri kazanım sistemi uygulaması için 2200 TEU kapasitesine sahip ve servis hızı 21.5 knot olan bir konteyner gemisi seçilmiştir. Bu bölümde yük kapasitesi ve gemi hızı bilinen bir konteyner gemisinin, gemi ana makinesi belirlenip en uygun ORC tabanlı atık ısı geri kazanım sistemi kurulacaktır. İlk olarak geliştirilen YSA modelleri kullanılarak gemi ana makine gücü belirlenecektir. Daha sonra gemi ana makine seçiminde etkili kriterlerin, hesaplanan önem dereceleri dikkate alınarak alternatif gemi ana makineleri arasından bir seçim yapılacaktır. Son olarak seçilen ana makinenin atık ısı bilgisi kullanılarak optimum ORC tabanlı atık ısı geri kazanım sistemi kurulacaktır.

Ana makine egzoz gazının kullanıldığı birçok çalışmada egzoz gazından gelen tüm ısının, atık ısı geri kazanım sistemi için kullanıldığı varsayımı yapılmıştır [3, 15, 29, 112, 113, 118]. Gemi yardımcı ısı talebinin, süpürme havası soğutucusu veya ceket suyu soğutucusu gibi düşük sıcaklıklı atık ısı kaynakları kullanılarak karşılanabileceği ifade edilmiştir. Ancak bu varsayım, çalışmalarda sunulan ekonomik değerlendirmeye dahil edilmeyen ek bir yatırım gerektirmektedir. Günümüzde çoğu gemide egzoz gazından elde edilen ısı öncelikle gemideki yardımcı ısı talebini karşılamak için kullanılmaktadır. Bu durum, ısı-güç sistemi için mevcut ısı miktarı potansiyelini azaltmaktadır.

Gemilerde buhar talebinin belirlenmesi ile ilgili literatürde çok fazla bilgi bulunmamakla beraber De la Fuente. [161] tarafından yapılan doktora tezinde, buhar talebinin belirlenmesi ile ilgili yaklaşık bir bağıntı sunulmuştur. De la Fuente, buhar talebini yaklaşık olarak hesaba katmanın atık ısı kazanım sistemi çalışmaları için ilk yaklaşıma göre daha kabul edilebilir olduğunu vurgulamıştır. MAN Diesel&Turbo tarafından sağlanan veriler kullanılarak gerekli buhar miktarı, herhangi bir makine gücü ve 25°C'lik bir ortam sıcaklığı için aşağıdaki ifade ile tahmin edilmiştir.

$$\dot{m}_{buhar} = 0.0437 \dot{W}_{makine} + 14.03 + \xi \quad (156)$$

Burada, \dot{W}_{makina} , ana makinenin kW cinsinden verilen güç çıkışıdır. ξ ise sıcaklık düzeltmesi olup aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\xi = 1000 - 40 T_{ortam} \quad (157)$$

Burada, T_{ortam} , Santigrat cinsinden ortam sıcaklığıdır. Atık ısı kazanım sistemine girmeden önce egzoz gazı sıcaklığını bulmak için atık ısı kazanı tarafından çekilen enerjinin hesaplanması gerekmektedir. Besleme suyu atık ısı kazanına 50°C sıcaklıkta girdiği ve kızdırıcıdan 270°C sıcaklıkta ve 700 kPa sabit basınçta çıktığı varsayılırsa suyun buhara dönüşmesi için gereken ısı (q_{buhar}), suyun entalpi değişimini kullanarak aşağıdaki gibi bulunabilmektedir.

$$q_{buhar} = h_{K,çıkış} - h_{K,giriş} \quad (158)$$

Burada $h_{K,çıkış}$ ve $h_{K,giriş}$ sırasıyla suyun kazandan çıkış ve giriş entalpi değerlerini göstermektedir. Daha sonra buharın kütleli debisi kullanılarak egzoz gazından çekilen ısı miktarı kW cinsinden aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$\dot{Q}_K = \frac{\dot{m}_{buhar} q_{buhar}}{3600 \eta_K} \quad (159)$$

Burada η_K , kazanın ısı verimi olup sabit %85 olduğu varsayılmıştır. Sonuç olarak kazandan egzoz gazı çıkış sıcaklığı ($T_{egzoz,çıkış}$) aşağıdaki şekilde hesaplanır

$$T_{egz,çıkış} = T_{egz,giriş} - \frac{\dot{Q}_{AIK}}{\dot{m}_{egz} c_{p,egzoz}} \quad (160)$$

Atık ısı geri kazanım sistemine girmeden önce egzoz gazından enerji çekmek, atık ısı kalitesini etkileyeceği için sunulan tez çalışmasında makine üreticileri tarafından turboşarjer sonrası verilen egzoz sıcaklıkları yukarıda sunulan yöntem ile yeniden değerlendirilmiştir. Böylelikle buhar talebi de dikkate alınarak atık ısı kazanım sistemi performansı, daha gerçekçi bir yaklaşımla sergilenmiştir.

Sunulan tez çalışması için gövde borulu ısı değiştiricinin kullanıldığı Shu vd. [12] yapılan benzer çalışmadaki ısı değiştiricisi parametreleri kullanılmış olup bu değerler Tablo 19'da gösterilmiştir.

Tablo 19. Gövde borulu ısı değiştiricisi parametreleri [12]

Parametre	Evaporatör Rekuperatör	Kondenser
Gövde tarafı akışkan	Egzoz gazı	İş akışkanı
Boru tarafı akışkan	İş akışkanı	Deniz suyu
Şaşırtma levha tipi	Tek bölümlü	Tek bölümlü
Şaşırtma levhası kesim yönü	Yatay	Yatay
Boru dizilimi	Üçgen	Üçgen
Boru geçişi [-]	4	4
Gövde geçişi [-]	1	1
Boru dış çapı [mm]	12	16
Boru iç çapı [mm]	8	14
Boru merkezleri arası uzaklık [mm]	26	22
Boru sayısı [-]	4800	2400
Malzemenin ısı iletim katsayısı [W/mK]	16.3	16.3

Bir geminin ORC sistemini tasarlarırken, ORC'nin termal verimi ve maliyeti gibi çeşitli yönlerini dikkate almak önemlidir. "En iyi" çözüm, her zaman en yüksek ısıl verime sahip olan veya en ucuz olan olmayacaktır; dikkate alınan her bir kriterin "ideal" özellikleri arasında bir ödünleşim olacaktır. Çok amaçlı bir optimizasyon, istenen özellikler arasında farklı ödünleşimlere sahip farklı optimum çözümler bulmaya olanak tanımaktadır. Optimizasyon süreci sonunda istenen amaçlar arasında farklı ödünleşimlere sahip farklı optimum çözümler elde edilmektedir. Tez çalışması kapsamında, net güç (OBJ_1) ve elektrik üretim maliyeti (OBJ_2) amaç fonksiyonları olarak kullanılmıştır. Burada OBJ_1 maksimum ve OBJ_2 ise minimum olması istenmektedir.

- $OBJ_1 = \dot{W}_{net}$ (Maksimum)
- $OBJ_2 = LEC$ (Minimum)

Uygulama bölümünde hem temel ORC hem de RORC sistemi kullanılarak en verimli sistem araştırılacaktır. Dolayısıyla sistemlerin yapısından kaynaklı olarak karar değişkenlerin sayısı farklı olmaktadır. Temel ORC için karar değişkenleri, evaporator basıncı (P_{eva}), türbin giriş sıcaklığı ($T_{t,g}$), yoğuşma sıcaklığı (T_{kon}) ve kondenser dar boğaz

(pinch point) sıcaklık farkı ($\Delta T_{PP,kon}$) iken RORC sistemi için karar değişkenlerine reküperatör etkinliği (ϵ_{rek}) de dahil olmaktadır. Kullanılan bu karar değişkenlerin sınır değerleri Tablo 20’de verilmiştir.

Tablo 20. Karar değişkenlerinin alt ve üst sınır değerleri

Karar değişkenleri	Alt sınır	Üst sınır
P_{eva}	1500 kPa	$0.95 \cdot P_{kritik}$
$T_{t,g}$	$T_{doyma,Peva}$	$T_{egz}-20$
T_{kon}	30 °C	40 °C
$\Delta T_{PP,kon}$	5 °C	15 °C
ϵ_{rek}	0.1	0.95

Tablo 20’den görüldüğü gibi türbin giriş sıcaklığının alt sınır değeri, optimizasyon sürecinde her aday çözüm için dinamik olarak belirlenmektedir. Evaporatör basıncı belli olan iş akışkanının ilgili basınç değerindeki doyma sıcaklığı alt sınır olarak atanmaktadır.

Egzoz gazının evaporatör ünitesinden çıkış sıcaklığı, asit korozyonunu önlemek için 140°C olarak seçilmiştir. Modelleme ve optimizasyon işlemlerinin tümü Matlab ortamında gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, iş akışkanlarının termodinamik ve taşınım özellikleri CoolProp [162] veri tabanının, Python aracılığıyla Matlab ortamına entegre edilmesiyle sağlanmıştır.

Tez kapsamında yapılan çalışmada, ORC uygulaması için farklı organik iş akışkanları kullanılarak termodinamik performansının yanı sıra akışkanların çevresel etkisi ve tehlike seviyeleri de dikkate alınarak özgün bir seçim stratejisi uygulanmıştır. Bu bağlamda literatürde en fazla kullanılan 10 farklı iş akışkanı belirlenmiş olup bu iş akışkanlarının tehlike seviyeleri, çevresel etkileri ve kritik noktaları gibi önemli özellikleri Tablo 21’de gösterilmiştir.

Tablo 21. İş akışkanları tehlike seviyeleri, çevresel etkileri ve kritik noktaları [38, 44, 112, 163].

İş Akışkanı	Kategori	ST	RT	YT	ODP	GWP	Mol Kütlesi [g/mol]	Kritik Sıcaklık [K]	Kritik Basınç [kPa]
R22	HCFC	1	0	1	0.055	1500	86.47	369.3	4990
R123	HCFC	2	0	1	0.012	120	152.93	456.83	3672
R124	HCFC	1	0	1	0.022	470	261.19	395.43	3624
R142b	HCFC	1	0	1	0.07	2310	100.49	410.26	4055
R134a	HFC	1	0	1	0	1550	102.03	374.21	4059
RC318	HFC	1	2	0	0	10250	200.03	388.38	2778
R236ea	HFC	1	1	0	0	1200	152.04	412.44	3420
R245fa	HFC	2	1	0	0	950	134.05	427.01	3651
R1234yf	HFO	1	0	2	0	4	114.04	367.85	3382
R1234ze[E]	HFO	1	0	2	0	6	114.04	382.52	3634

ST: Sağlık Tehlikesi, RT: Reaktivite Tehlikesi, YT: Yanıcılık Tehlikesi, ODP: Ozon Tüketme Potansiyeli, GWP: Küresel Isınma Potansiyeli

IMO ve Uluslararası Denizde Can Güvenliği Sözleşmesi (SOLAS) yönetmelikleri, makine dairesinde kullanılan bir akışkanın parlama noktasının 60°C'den büyük olmasını tavsiye etmektedir. Bu durumda hidrokarbon grubundaki iş akışkanlarının kullanılması önerilmemektedir [12, 112]. Bununla birlikte, literatürdeki bazı çalışmalarda Benzen, Propan (R290), izo-Bütan (R600a) ve Heptan gibi hidrokarbon iş akışkanları yüksek termodinamik performans sunduğu için kullanılmıştır. Makine dairesinde meydana gelebilecek hidrokarbon sızıntılarını önlemek için ara bir yağ döngüsü kullanılan çalışmalarda kaçak tespiti ve yangınla mücadele teknolojisinin bu tür iş akışkanlarıyla ilişkili riskleri yeterince azaltacağı iddia edilmiştir [6, 15]. Fakat bu çözüm, ORC'nin nihai termal verimliliğini azaltmakta ve gemideki kısıtlı makine dairesi alanına kurulacak bileşen sayısını artırmaktadır. Dolayısıyla sunulan tez çalışmasında hidrokarbon iş akışkanları tercih edilmemiştir.

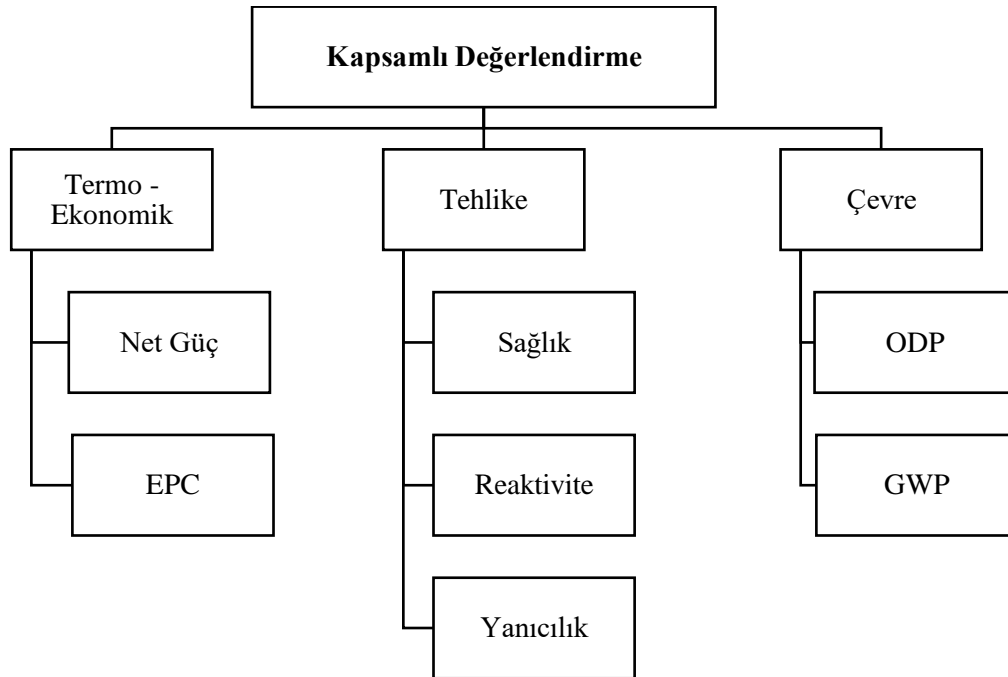
Geminin operasyonel profilleri, gemilere kurulacak atık ısı geri kazanım sistemlerinin kabul edilebilir bir geri ödeme süresi sağlayıp sağlamadığını belirlemek için büyük önem arz etmektedir. Dolayısıyla gemilerin operasyonel profillerin de dikkate alındığı bu çalışmada ilk olarak tasarım çalışma şartının belirlenmesi gerekmektedir. Tasarım şartı için

belirlenen makine yükü dışındaki çalışma koşulları ise tasarım dışı çalışma şartı olarak incelenmiştir.

Tasarım şartında iki farklı amaç fonksiyonu kullanılarak çok amaçlı GKA ile yapılan optimizasyon işlemi sonucunda her bir akışkan için pareto çözümler elde edilmiştir. Elde edilen pareto çözümler kullanılarak her bir akışkan için nihai çözüm, ideal noktaya en yakın nokta olan ve aşağıda gösterilen Öklid uzaklığı (D) ifadesi ile elde edilmiştir.

$$D = \sqrt{(\dot{W}_{net} - \dot{W}_{net}^{ideal})^2 + (LEC - LEC^{ideal})^2} \quad (161)$$

Her bir iş akışkanı için pareto çözümlerin Öklid uzaklıkları hesaplanmış ve en küçük mesafe yani ideal noktaya en yakın mesafe, nihai çözüm olarak kabul edilmiştir. Her bir akışkan için elde edilen nihai çözümler arasında termodinamik, ekonomik, çevresel etki ve güvenlik parametreleri dikkate alınarak kapsamlı bir değerlendirme yapılarak en uygun iş akışkanı belirlenmiştir. Termo-ekonomik olarak değerlendirmede net güç ve EPC ifadeleri kullanılmıştır. Tehlike değerlendirmesinde HMIS tarafından tanımlanan sağlık, reaktivite ve yanıcılık ifadeleri kullanılmıştır. Çevre ile ilgili değerlendirmelerde ise ODP ve GWP parametreleri kullanılmıştır. İş akışkanı seçiminde kullanılan özgün değerlendirme stratejisi Şekil 69'da gösterilmiştir.



Şekil 69. İş akışkanı seçiminde kapsamlı değerlendirme kriterleri

En uygun iş akışkanını elde etmek için yapılan kapsamlı değerlendirme süreci Gri İlişkisel Analiz yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. Gri ilişkisel analizde, ilk olarak tüm veriler sıfır ile bir arasında normalleştirilir. En yüksek değer en iyi değer olduğu durumda Denklem 162 en düşük değer en iyi değer olduğu durumda ise Denklem 163 kullanılarak normalizasyon yapılmaktadır.

$$x_i(k) = \frac{x_i^0(k) - \min x_i^0(k)}{\max x_i^0(k) - \min x_i^0(k)} \quad (162)$$

$$x_i(k) = \frac{\max x_i^0(k) - x_i^0(k)}{\max x_i^0(k) - \min x_i^0(k)} \quad (163)$$

Normalizasyon işlemi yapıldıktan sonra referans set ($x_0(k)$) oluşturulmalıdır. Daha önce yapılan normalizasyon işlemi neticesinde en iyi değerler, 1 olduğu için Referans setin elamanları da 1 olarak ayarlanmıştır. Ardından, gri ilişkisel katsayı ($\xi_i(k)$) hesaplanır.

$$\xi_i(k) = \frac{\Delta_{min} + \zeta \Delta_{mak}}{\Delta_{0i}(k) + \zeta \Delta_{mak}} \quad (164)$$

Burada ζ , ayırıcı katsayı olup sıfır ile bir arasında bir değer almaktadır. Gri ilişkisel analiz sonucu elde edilen sıralamayı etkilemeyip sadece değerlerin genişleyip daralmasını sağlamaktadır. Literatürde genellikle 0.5 olarak alınmaktadır. $\Delta_{0i}(k)$, Δ_{min} ve Δ_{mak} ise sırasıyla sapma değeri, minimum değer ve maksimum değeri göstermekte olup aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\Delta_{0i}(k) = |x_0(k) - x_j(k)| \quad (165)$$

$$\Delta_{min} = \min_j \min_k |x_0(k) - x_j(k)| \quad (166)$$

$$\Delta_{mak} = \max_j \max_k |x_0(k) - x_j(k)| \quad (167)$$

Daha sonra, gri ilişkisel derece (γ_i), gri ilişkisel katsayılarının ağırlıklı ortalaması alınarak hesaplanır.

$$\gamma_i = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n w_i(k) \cdot \xi_i(k) \quad (168)$$

Gri ilişkisel derece değeri, referans set ile karşılaştırma seti arasındaki ilişkiyi göstermekte olup bu değer ne kadar büyük olursa ilişki o kadar yüksek olmaktadır. $w_i(k)$ değeri, k. kriterin ağırlık değeridir. Tüm kriterlerin ağırlıkları toplamı, bire eşit olacak şekilde ayarlanmaktadır.

Sunulan tez çalışmasında 10 tane alternatif iş akışkanı, 7 kriter altında değerlendirilerek gri ilişkisel dereceleri hesaplanmıştır. Net güç ve EPC değerleri optimizasyon sonucu elde edilerek normalizasyon işlemi, her bir ilgili kriterin minimum ve maksimum değerleri dikkate alınarak yapılmaktadır. Güvelik parametreleri olan HH, PH ve FH değerleri, sıfır ile dört arasında değişmektedir. En az tehlikenin sıfır, en yüksek tehlikenin dört ile ifade edildiği sınıflandırmada normalizasyon, bu değerler arasında yapılmıştır. GWP değerleri ise aşağıdaki gibi bir sınıflandırmaya tabi tutularak değerlendirilmiştir.

- $GWP < 100$ ise 0
- $100 < GWP < 1000$ ise 1
- $1000 < GWP < 2000$ ise 2
- $2000 < GWP < 4000$ ise 3
- $GWP > 4000$ ise 4

Dolayısıyla GWP için normalizasyon işlemi 0 ile 4 arasında yapılmıştır. Son olarak ODP değerleri ise aşağıdaki gibi bir sınıflandırmaya tabi tutularak değerlendirilmiştir.

- $ODP = 0$ ise 0
- $ODP > 0$ ise 1

ODP konusunda çok katı uluslararası kısıtlamalar bulunduğu için ODP'si sıfır olan iş akışkanlarının kullanılması istenmektedir. Dolayısıyla burada ODP'si sıfır olan ve sıfırdan büyük olan şekilde ikili sınıflandırma yapılmıştır. ODP değerleri sıfır ve bir rakamlarından oluştuğu için normalizasyona gerek kalmamıştır.

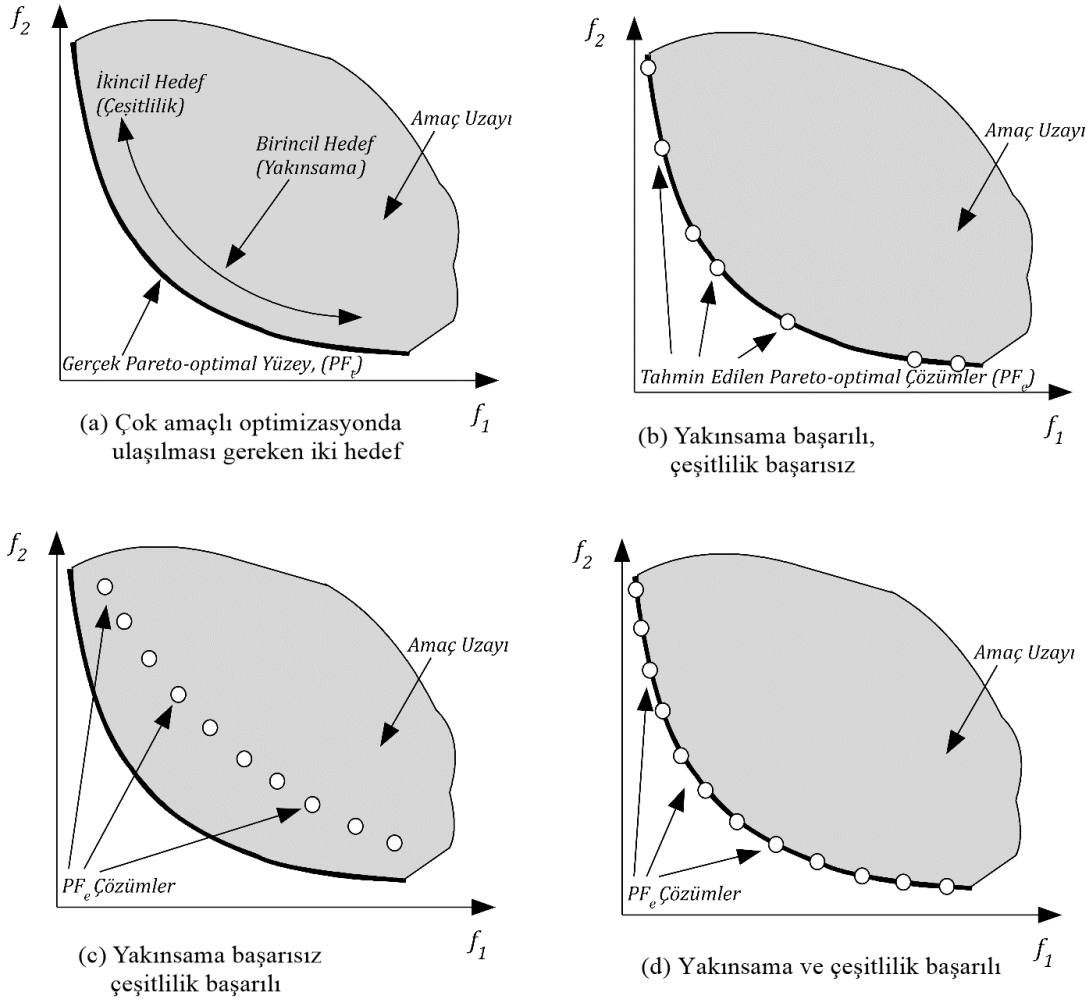
Gri ilişki analizi ile bir değerlendirme yapılabilmesi için kriterlerin ağırlık değerlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Tüm ana ve alt kriterlerin ağırlık değerleri eşit olarak alınmış ve Tablo 22’de gösterilmiştir.

Tablo 22. İş akışkanı seçiminde kriterlerin ağırlık değerleri

Ana ve Alt Kriterler	Normalize edilmiş ağırlıklar	Göreceli ağırlıklar
Termodinamik	0.333	-
Net güç	0.5	0.166
EPC	0.5	0.166
Tehlike	0.333	-
Sağlık	0.333	0.111
Reaktivite	0.333	0.111
Yanıcılık	0.333	0.111
Çevresel	0.333	-
ODP	0.5	0.166
GWP	0.5	0.166

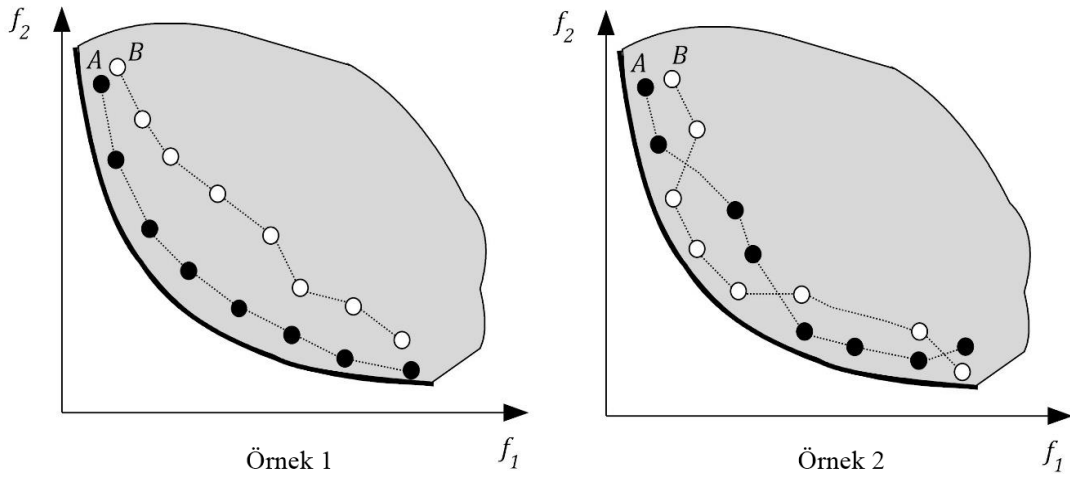
Sonuç olarak tasarım çalışma şartı için gri ilişki analizi kullanılarak nihai iş akışkanı ve ORC çalışma parametreleri belirlenmiştir. Tasarım şartı belirlendikten sonra tasarım dışı çalışma koşulları için optimizasyon sürecine geçilmiştir. Tasarım dışı çalışma koşulunda net güç çıktısının maksimum yapılması tek amaç olarak belirlenmiştir.

Tez çalışmasında yürütülen optimizasyon işlemleri için güçlü ve yeni algoritma olan çok amaçlı GKA kullanılmıştır. Literatür incelendiğinde ORC optimizasyon çalışmaları için genellikle NSGA-II algoritmasının kullanıldığı görülmektedir. Çok amaçlı algoritmalarda bir algoritmanın diğer bir algoritmaya göre üstünlüğü çeşitli performans metrikleri ile ölçülmektedir. Bu ölçüm, elde edilen pareto çözümlerin yakınsama ve çeşitlilik başarı ile değerlendirilmektedir. Şekil 70’de iki amaçlı bir minimizasyon problemi için bir değerlendirme örneği gösterilmiştir.



Şekil 70. İki amaçlı bir problem için yakınsama ve çeşitlilik durumları [65].

Bir algoritmanın başarılı sayılabilmesi için hem yakınsama hem de çeşitlilik performansının yüksek olması gerekmektedir. Dolayısıyla elde ettikleri pareto yüzeyler, performanslarının göstergesi olmaktadır. İki farklı algoritmanın performansının değerlendirilmesi için Şekil 71’de gösterilen örnek incelendiğinde, Örnek 1 için A algoritmasının B algoritmasına göre üstün olduğu açıkça görülmektedir. Fakat Örnek 2’de olduğu gibi çoğu durumlarda bunu tespit etmek oldukça zordur. Bu sebeple literatürde çeşitli performans metrikleri sunulmaktadır.



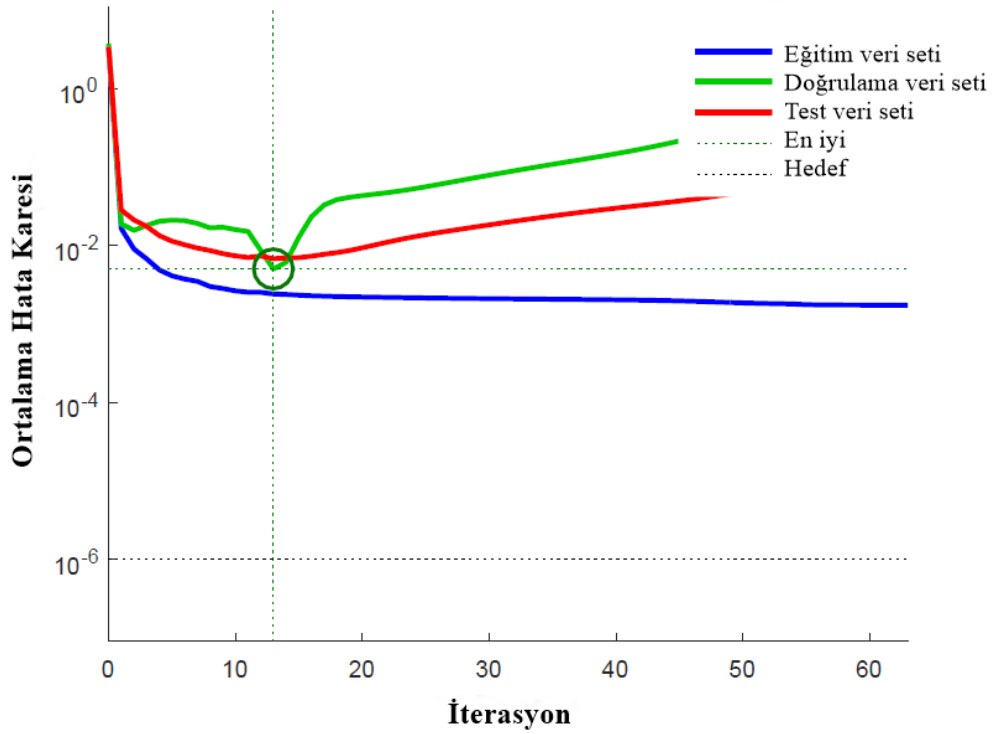
Şekil 71. Çok amaçlı optimizasyon algoritmalarının karşılaştırılması [65].

Burada dikkat edilmesi gereken önemli bir husus, hem Şekil 85 hem de Şekil 86'da görüldüğü gibi performans analizinin yapılabilmesi için probleme ait gerçek pareto yüzeyin bilinmesi gerekmektedir. Bununla beraber, gerçek mühendislik problemleri için bu durum mümkün olmamaktadır. Fakat sunulan tez çalışmasında bir referans nokta belirlenip hiperküp performans metriği kullanılarak GKA'nın NSGA II ile bir karşılaştırılması yapılmıştır. Böylece iki algoritmanın yaklaşık bir performans karşılaştırılması gerçekleştirilmiştir.

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

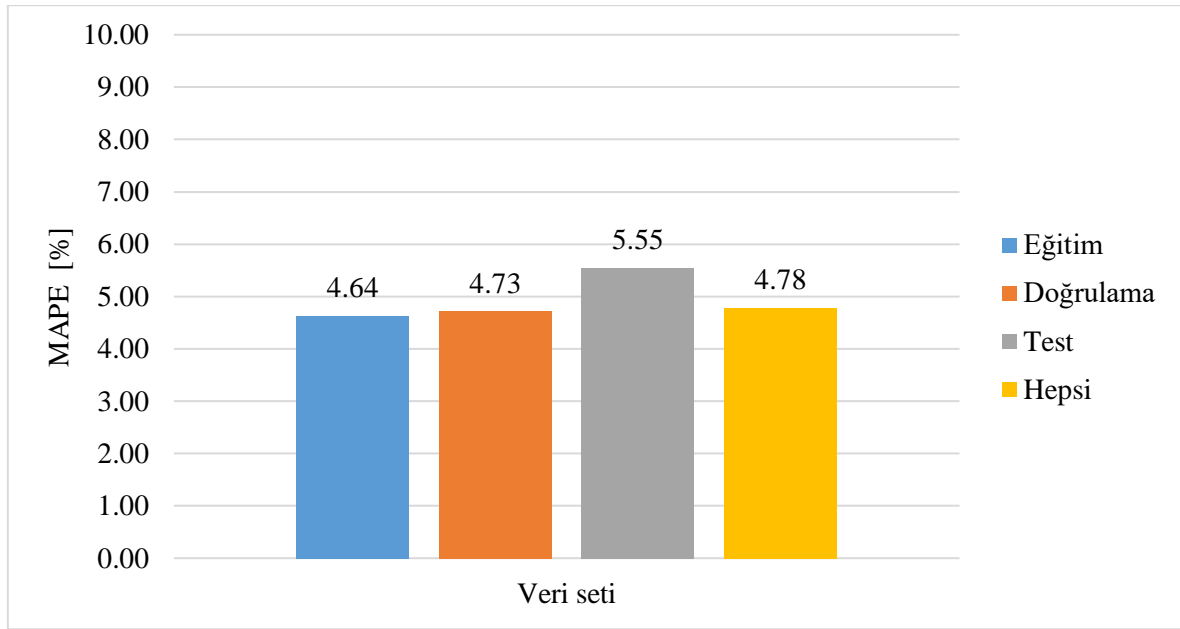
3.1. Gemi Ana Makine Gücünün YSA ile tahmini

Gemi ana makine gücü tahmininde ilk olarak konteyner gemisi için güç tahmin modeli geliştirilmiştir. En uygun ağ yapısının elde edilmesi için farklı nöron sayıları denenmiş ve en uygun ağ yapısının 19 gizli nöron ile sağlandığı tespit edilmiştir. Şekil 72’de konteyner gemilerinde gerekli ana makine gücünün tahmini için sunulan YSA modelinin eğitim sürecindeki performans eğrisi görülmektedir. Şekilden görüldüğü gibi 13. iterasyondan sonra doğrulama veri seti için hata değeri sürekli olarak artma eğilimine girmiştir. Bu noktadan sonra ağıın genelleme kabiliyeti düşmekte ve ağı ezberlemeye eğilimine girmektedir. Dolayısıyla ağıın eğitimi burada sonlandırılmıştır.



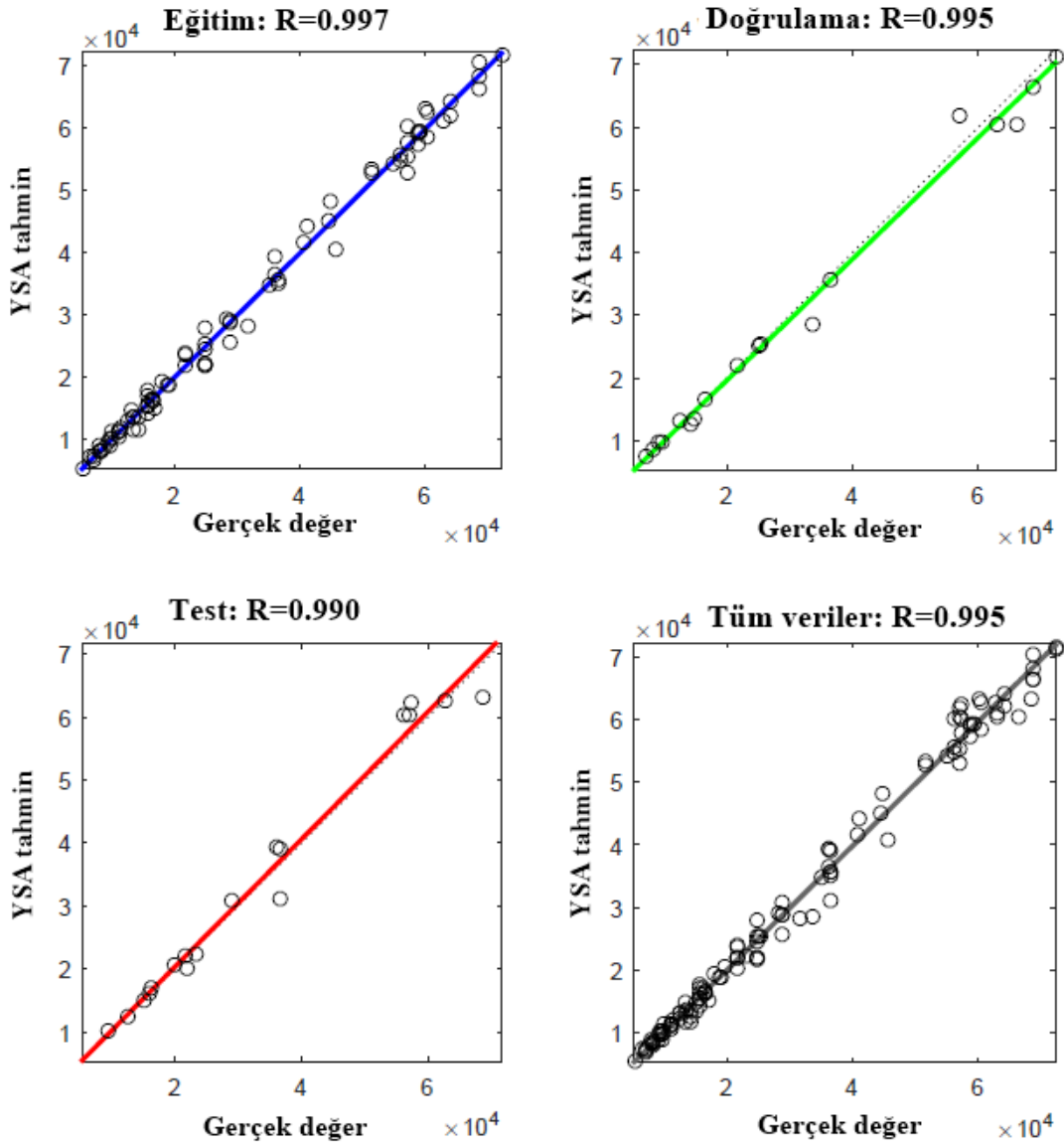
Şekil 72. Konteyner gemisi güç tahmin modelinin eğitim sürecindeki performans eğrisi

Ağın eğitimi yapıldıktan sonra elde edilen modelin performansını belirlemek için her bir veri setine ait MAPE değerleri hesaplanmıştır. Geliştirilen modelin eğitim, doğrulama, test ve tüm verilere ait MAPE değerleri Şekil 73'te verilmiştir. MAPE değeri; eğitim veri seti için %4.64, doğrulama veri seti için %4.73, test veri seti için %5.55 ve tüm veriler için %4.78 olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak, tüm veri setleri için hata oranları %6'nın altında olup hatanın makul seviyede olduğu söylenebilmektedir.



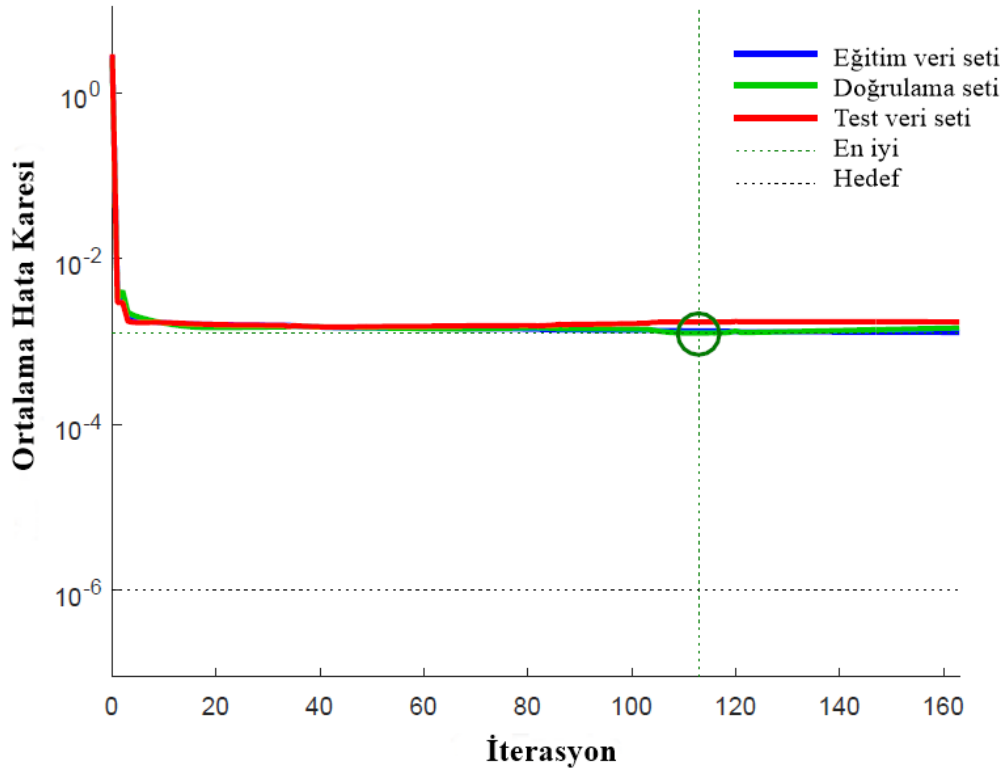
Şekil 73. Konteyner gemisi için güç tahmin modelinin MAPE değerleri

Son olarak, YSA modeli ile elde edilen tahmin değerinin, gerçek değerle ne derece ilişkili olduğunu anlamak için korelasyon katsayıları (R) hesaplanmıştır. Şekil 74'te her bir veri seti için R değerleri gösterilmiştir. R değeri eğitim veri seti için 0.997, doğrulama veri seti için 0.995, test veri seti için 0.990 ve tüm veriler için 0.995 olarak hesaplanmıştır. R değeri 1'e ne kadar yakın olursa elde edilen modelin geçerliliği o kadar yüksek olmaktadır. Dolayısıyla bu değerler oldukça makul olarak görünmektedir. Tüm sonuçlar beraber düşünüldüğünde, konteyner gemisi için güç tahmini yapan bu YSA modelinde, eğitimin oldukça başarılı olduğu, ezberleme yapmadığı ve genelleme kabiliyetinin yüksek olduğu görülmektedir.



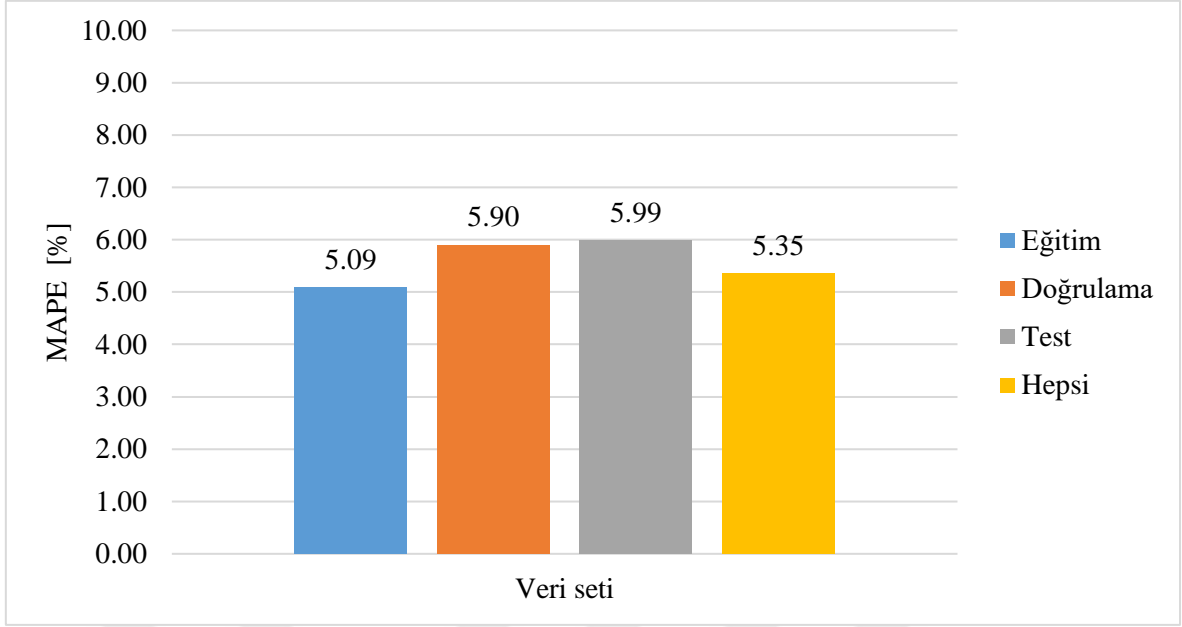
Şekil 74. Konteyner gemisi için güç tahmin modelinin korelasyon katsayıları

Konteyner gemisi için güç modellemesi tamamlandıktan sonra tankerler için güç modellemesi yapılmıştır. En uygun ağ yapısının elde edilmesi için farklı nöron sayıları denenmiş ve en uygun ağ yapısının 16 gizli nöron ile sağlandığı tespit edilmiştir. Şekil 75'te tankerler için gerekli ana makine gücünün tahmini için sunulan YSA modelinin eğitim sürecindeki performans eğrisi görülmektedir. Şekilden görüldüğü gibi 113. iterasyondan sonra doğrulama veri seti için hata değeri sürekli olarak artma eğilimine girmiştir. Bu noktadan sonra ağın genelleme kabiliyeti düşmekte ve ağ ezberlemeye eğilimine girmektedir. Dolayısıyla ağın eğitimi burada sonlandırılmıştır.



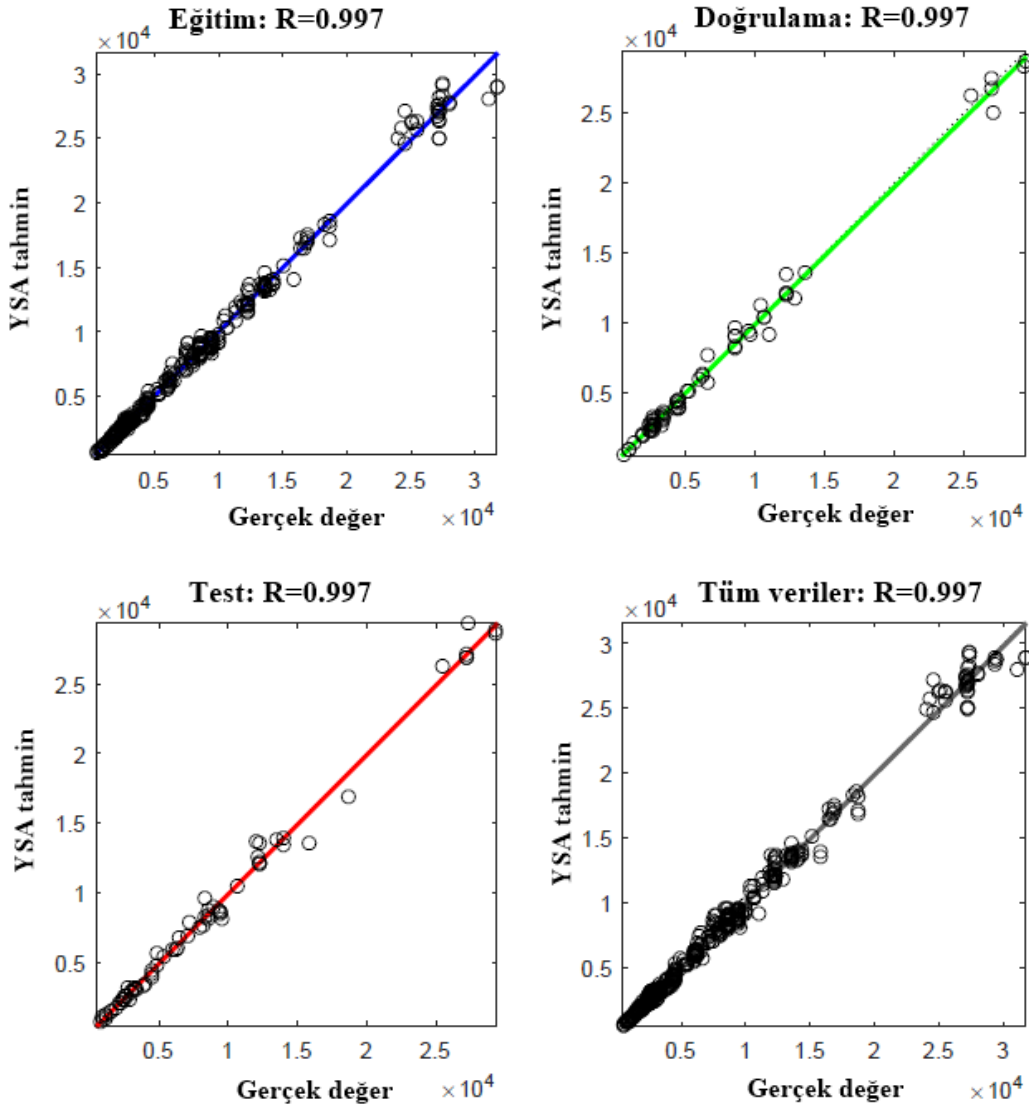
Şekil 75. Tanker için güç tahmin modelinin eğitim sürecindeki performans eğrisi

Ağın eğitimi yapıldıktan sonra elde edilen modelin performansını belirlemek için her bir veri setine ait MAPE değerleri hesaplanmıştır. Şekil 76’da eğitim, doğrulama, test ve tüm verilere ait MAPE değerleri verilmiştir. MAPE değerleri eğitim veri seti için %5.09, doğrulama veri seti için %5.90, test veri seti için %5.99 ve tüm veriler için %5.35 olarak hesaplanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, tüm veri setleri için hata oranları %6’nın altında olup hatanın makul seviyede olduğu söylenebilmektedir.



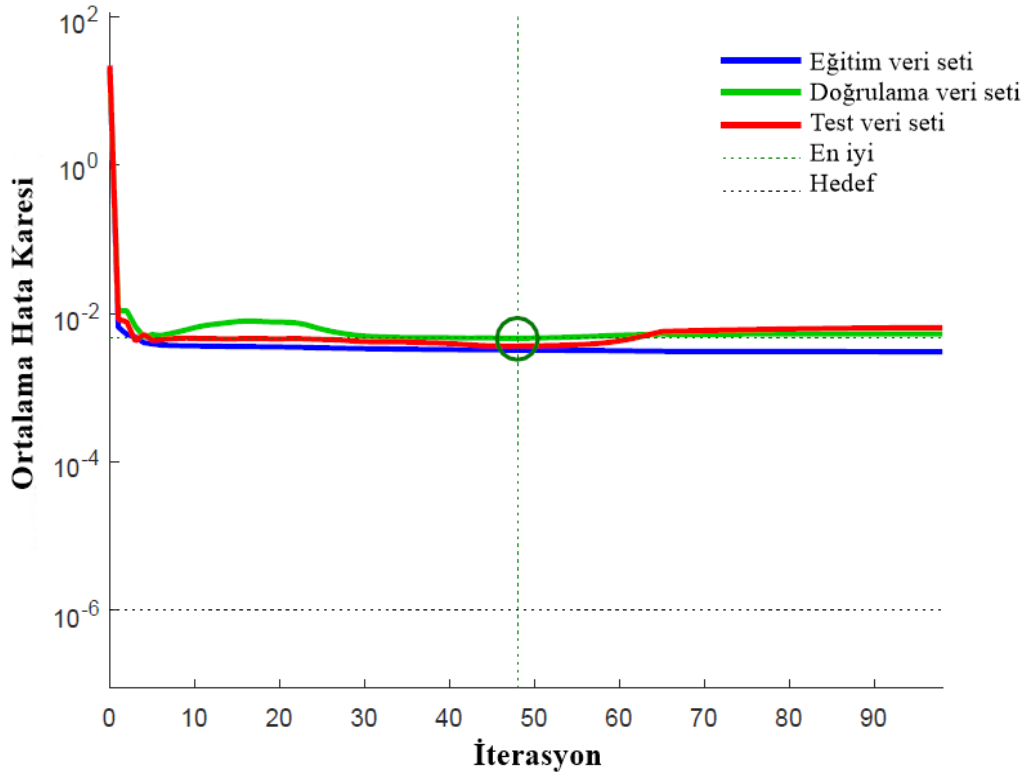
Şekil 76. Tanker gemisi için güç tahmin modelinin MAPE değerleri

Son olarak, korelasyon katsayıları (R) hesaplanmış ve bu değerler Şekil 77’de gösterilmiştir. R değeri eğitim veri seti için 0.997, doğrulama veri seti için 0.997, test veri seti için 0.997 ve tüm veriler için 0.997 olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değerler oldukça makul olarak görünmektedir. Tüm bu sonuçlar beraber düşünüldüğünde, tankerler için güç tahmini yapan bu YSA modelinde, eğitimin oldukça başarılı olduğu, ezberleme yapmadığı ve genelleme kabiliyetinin yüksek olduğu görülmektedir.



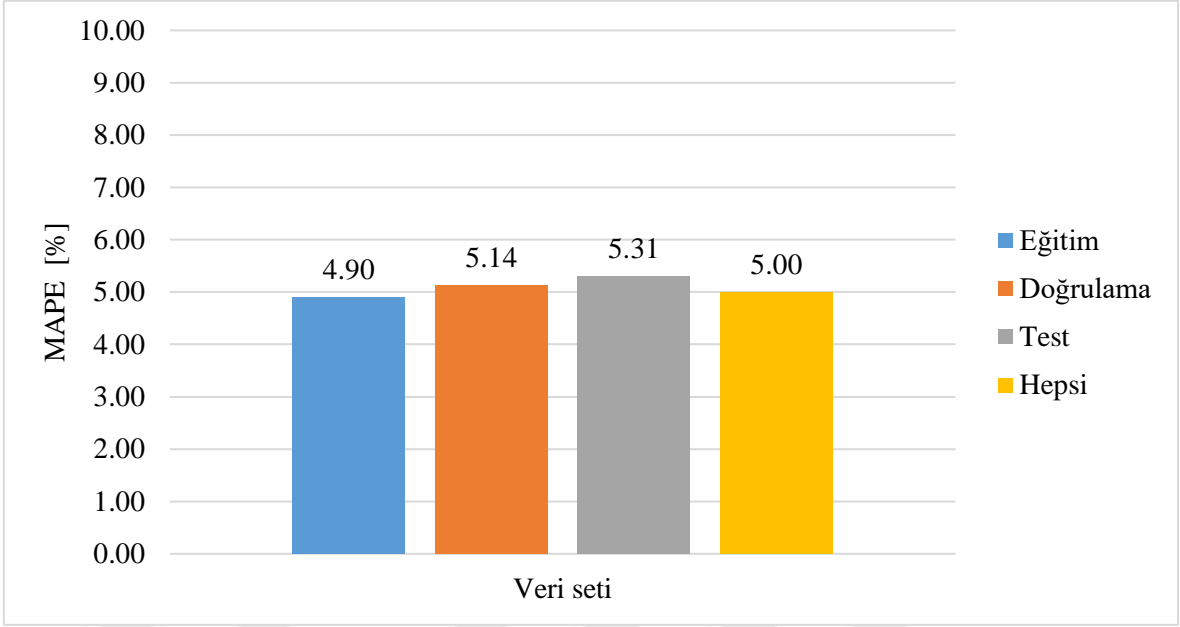
Şekil 77. Tanker için güç tahmin modelinin korelasyon katsayıları

Tanker ile ilgili çalışmalar tamamladıktan sonra dökme yük gemileri için güç tahmin modeli kurulmuştur. En uygun ağ yapısının elde edilmesi için yine farklı nöron sayıları denenmiş ve en uygun ağ yapısının 16 gizli nöron ile sağlandığı tespit edilmiştir. Şekil 78’de dökme yük gemileri için gerekli ana makine gücünün tahmini için sunulan YSA modelinin eğitim sürecindeki performans eğrisi görülmektedir. Şekilden görüldüğü gibi 48. iterasyondan sonra doğrulama veri seti için hata değeri sürekli olarak artma eğilimine girmiştir. Bu noktadan sonra ağın genelleme kabiliyeti düşmekte ve ağ ezberleme eğilimine girmektedir. Dolayısıyla ağın eğitimi burada sonlandırılmıştır.



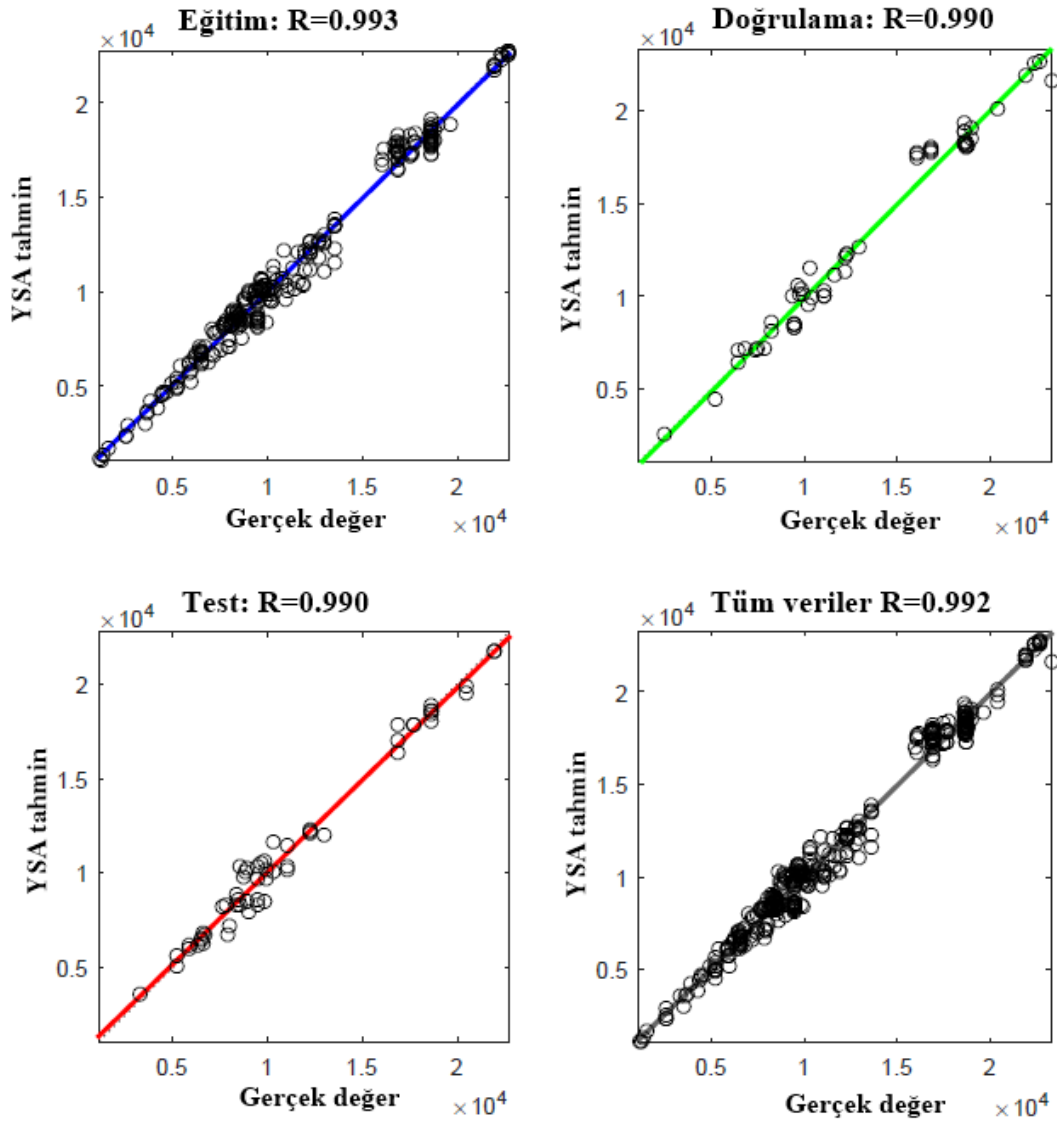
Şekil 78. Dökme yük gemileri için güç tahmin modelinin eğitim sürecindeki performans eğrisi

Ağın eğitimi yapıldıktan sonra elde edilen modelin performansını belirlemek için her bir veri setine ait MAPE değerleri hesaplanmıştır. Eğitim, doğrulama, test ve tüm verilere ait MAPE değerleri Şekil 79'da gösterilmiştir. MAPE değerleri eğitim veri seti için %4.90, doğrulama veri seti için %5.14, test veri seti için %5.31 ve tüm veriler için %5.00 olarak hesaplanmıştır. Tüm veri setleri için hata oranları %6'nın altında olup hatanın makul seviyede olduğu görülmektedir.



Şekil 79. Dökme yük gemileri için güç tahmin modelinin MAPE değerleri

Şekil 80’de, bir diğer performans göstergesi olan korelasyon katsayıları (R) gösterilmiştir. R değeri eğitim veri seti için 0.993, doğrulama veri seti için 0.990, test veri seti için 0.990 ve tüm veriler için 0.992 olarak hesaplanmıştır. R değeri 1’e çok yakın olduğu için modelin geçerliliği oldukça yüksek olarak görünmektedir. Tüm bu sonuçlar beraber düşünüldüğünde, dökme yük gemileri için güç tahmini yapan bu YSA modelinde, eğitimin oldukça başarı olduğu, ezberleme yapmadığı ve genelleme kabiliyetinin yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 80. Dökme yük gemileri için güç tahmin modelinin korelasyon katsayıları

Konteyner, tanker ve dökme yük gemileri için elde edilen güç tahmin modellerinin, kendi alt sınıflarının tamamı için doğru sonuçlar üretip üretmediğini anlamak için ilgili alt sınıfların MAPE hesapları yapılmıştır. Ayrıca mevcut gemi verileri kullanılarak, 2019 yılında Cepowski [100] tarafında yapılan regresyon tekniği kullanılarak elde edilen güç tahmin modelleri ile geliştirilen YSA modellerinin performans karşılaştırılması yapılmıştır. Konteyner gemilerine ait alt sınıflar için YSA modeli ve Cepowski modelinin MAPE karşılaştırması Tablo 23'te gösterilmiştir.

Tablo 23. Konteyner gemisi alt sınıfları için güç tahmin modellerinin performans karşılaştırması

Konteyner	YSA	Cepowski Model [100]
Alt Sınıf	MAPE [%]	MAPE [%]
Small Feeder	4.50	22.01
Feeder	5.26	14.12
Panamax	5.75	7.56
Post Panamax	3.60	12.69
ULCV	0.81	34.50
Tüm gemiler	4.80	13.65

Tablo 23'ten görüldüğü gibi YSA modeli, konteyner gemisinin tüm alt sınıfları için yüksek doğrulukta sonuçlar üretmektedir. Maksimum hata Panamax sınıfı gemiler için %5.75 olarak elde edilmiş olup bu değer makul olarak kabul edilebilmektedir. Cepowski tarafından sunulan regresyon modeli ile karşılaştırma yapıldığında ise YSA modelinin açık bir farkla üstün olduğu görülmektedir. Tüm konteyner gemileri dikkate alındığında YSA modelinin MAPE değeri %4.80 iken Cepowski modelinin MAPE değeri % 13.65 olarak hesaplanmıştır. Benzer şekilde Tablo 24'te ise tankerlerin tüm alt sınıfları için performans karşılaştırması sunulmuştur.

Tablo 24. Tanker alt sınıfları için güç tahmin modellerinin performans karşılaştırması

Tanker	YSA	Cepowski Model [100]
Alt Sınıf	MAPE [%]	MAPE [%]
Small	6.69	10.60
Handysize	5.02	13.25
Handymax	5.48	6.97
Panamax	3.02	3.83
Aframax	3.87	7.64
Suezmax	2.80	6.09
VLCC	3.61	5.04
Tüm gemiler	5.35	9.11

Tablo 24'ten görüldüğü gibi sunulan YSA modeli, tanker alt sınıflarının hepsi için gayet başarılı güç tahmini yapabilmektedir. Alt sınıflar içinde en yüksek MAPE değeri *small* sınıfı için %6.69 olarak elde edilmiş olup bu değer de makul bir seviyede olduğu görülmektedir. Ayrıca, tankerler için Cepowski [100] tarafından geliştirilen güç tahmin modeli ile karşılaştırma yapıldığında YSA modelinin oldukça üstün olduğu görülmektedir. Tüm tanker verileri beraber düşünüldüğünde YSA modelinin MAPE değeri %5.35 iken Cepowski modelinin MAPE değeri %9.11 olarak hesaplanmıştır. Bu bölümde son olarak dökme yük gemileri için benzer bir analiz yapılmış ve sonuçlar Tablo 25'te gösterilmiştir.

Tablo 25. Dökme yük gemisi alt sınıfları için güç tahmin modellerinin performans karşılaştırması

Dökme Yük Gemisi	YSA	Cepowski Model [100]
Alt Sınıf	MAPE [%]	MAPE [%]
Small	7.30	10.25
Handysize	5.23	6.04
Handymax	7.27	7.51
Panamax	6.37	9.28
Capesize	3.78	6.99
VLBC	1.85	10.45
Tüm gemiler	4.99	8.10

Dökme yük gemilerinde güç tahmini için geliştirilen YSA modelinin, tüm alt sınıflar için oldukça başarılı tahminler yaptığı Tablo 25'ten görülmektedir. Alt sınıflar içinde en yüksek MAPE değeri *small* sınıfı için %7.3 olarak elde edilmiş olup bu değer de makul bir seviyede olduğu görülmektedir. Cepowski [100] tarafından dökme yük gemileri için elde edilen regresyon modeli ile karşılaştırıldığında ise YSA modelinin tüm alt sınıflar için daha iyi sonuçlar ürettiği görülmektedir. Tüm dökme yük gemileri dikkate alındığında YSA modelinin MAPE değeri %4.99 iken Cepowski [100] modelinin MAPE değeri % 8.10 olarak hesaplanmıştır.

Yapılan analizler neticesinde gemilerde ana makine gücünü tahmin etmek için geliştirilen YSA modellerinin, regresyon modellerine göre daha iyi sonuçlar ürettiği görülmektedir. Ayrıca ilgili gemi alt sınıfları dikkate alındığında da bu üstünlüğün devam

ettiği görülmektedir. Bu sonuçlara göre YSA modellerinin, genelleme kabiliyetinin yüksek olduğu ve gemi ana makine gücünün tahmini gibi karmaşık mühendislik problemlerini modellemede daha üstün olduğu görülmektedir.

3.2. Gemi Ana Makine Seçiminde Etkili Kriterlerin Bulanık AHP ile Değerlendirilmesi

Gemi ana makine seçiminde etkili kriterlerin değerlendirilmesi için Chang [61] tarafından önerilen bulanık AHP metodu kullanılmıştır. Bu bağlamda anketler hazırlanarak, alanında uzman gemi mühendisleri tarafından kriterlerin ikili değerlendirmeleri yapılmıştır. Değerlendirmeler, bir tersanede inşa edilen konteyner gemisi, tanker ve genel kargo gemisi dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmaya toplam 5 uzman katılmış ve uzmanların etki ağırlıkları eşit olarak alınmıştır. Dilsel ifadelerle yapılan değerlendirme işlemine örnek olarak, Uzman 1 tarafından gerçekleştirilen ana kriterlerin değerlendirilmesi Tablo 26’da, teknik özelliklerin değerlendirilmesi Tablo 27’de, ekonomik özelliklerin değerlendirilmesi Tablo 28’de ve son olarak marka ile ilgili özelliklerin değerlendirilmesi Tablo 29’da gösterilmiştir. Uzman 1 tarafından verilen cevapların bulanık sayılara dönüştürülmüş halleri ise Tablo 30 ile Tablo 33 arasında gösterilmiştir.

Tablo 26. Uzman 1 tarafından ana kriterlerin değerlendirilmesi

Ana Kriterler	Teknik Özellikler	Ekonomik Özellikler	Marka ile ilgili Özellikler
Teknik Özellikler	E	1/OÖ	1/BÖ
Ekonomik Özellikler	OÖ	E	OÖ
Marka ile ilgili Özellikler	BÖ	1/OÖ	E

Tablo 27. Uzman 1 tarafından teknik özelliklerin değerlendirilmesi

Teknik Özellikler	Ağırlık	Hacim	Titreşim ve Gürültü	Kolay İşletilebilme
Ağırlık	E	1/ÇÖ	1/OÖ	1/ÇÖ
Hacim	ÇÖ	E	1/KÖ	1/ÇÖ
Titreşim ve Gürültü	OÖ	KÖ	E	1/ÇÖ
Kolay İşletilebilme	ÇÖ	ÇÖ	ÇÖ	E

Tablo 28. Uzman 1 tarafından ekonomik özelliklerin değerlendirilmesi

Ekonomik Özellikler	İlk Yatırım	Yakıt	Yağ	Bakım
	Maliyeti	Tüketimi	Tüketimi	Maliyeti
İlk Yatırım Maliyeti	E	1/OÖ	E	E
Yakıt Tüketimi	OÖ	E	BÖ	E
Yağ Tüketimi	E	1/BÖ	E	1/BÖ
Bakım Maliyeti	E	E	BÖ	E

Tablo 29. Uzman 1 tarafından marka ile ilgili özelliklerin değerlendirilmesi

Marka ile ilgili Özellikler	Güvenilirlik	Destek	Teknolojik	Zamanında
		Hizmetleri	Altyapı	Teslim
Güvenilirlik	E	1/OÖ	OÖ	E
Destek Hizmetleri	OÖ	E	OÖ	OÖ
Teknolojik Altyapı	1/OÖ	1/OÖ	E	1/BÖ
Zamanında Teslim	E	1/OÖ	BÖ	E

Tablo 30. Uzman 1 tarafından değerlendirilen ana kriterlerin bulanık sayılara dönüştürülmesi

Ana Kriterler	Teknik Özellikler	Ekonomik Özellikler	Marka ile ilgili Özellikler
Teknik Özellikler	(1, 1, 1)	(0.14, 0.2, 0.33)	(0.2, 0.33, 1)
Ekonomik Özellikler	(3, 5, 7)	(1, 1, 1)	(3, 5, 7)
Marka ile ilgili Özellikler	(1, 3, 5)	(0.14, 0.2, 0.33)	(1, 1, 1)

Tablo 31. Uzman 1 tarafından değerlendirilen teknik özelliklerin bulanık sayılara dönüştürülmesi

Teknik Özellikler	Ağırlık	Hacim	Titreşim ve Gürültü	Kolay İşletilebilme
Ağırlık	(1, 1, 1)	(0.11, 0.14, 0.2)	(0.14, 0.2, 0.33)	(0.11, 0.14, 0.2)
Hacim	(5, 7, 9)	(1, 1, 1)	(0.11, 0.11, 0.14)	(0.11, 0.14, 0.2)
Titreşim ve Gürültü	(3, 5, 7)	(7, 9, 9)	(1, 1, 1)	(0.11, 0.14, 0.2)
Kolay İşletilebilme	(5, 7, 9)	(5, 7, 9)	(5, 7, 9)	(1, 1, 1)

Tablo 32. Uzman 1 tarafından değerlendirilen ekonomik özelliklerin bulanık sayılara dönüştürülmesi

Ekonomik Özellikler	İlk Yatırım Maliyeti	Yakıt Tüketimi	Yağ Tüketimi	Bakım Maliyeti
İlk Yatırım Maliyeti	(1, 1, 1)	(0.14, 0.2, 0.33)	(1, 1, 1)	(1, 1, 1)
Yakıt Tüketimi	(3, 5, 7)	(1, 1, 1)	(1, 3, 5)	(1, 1, 1)
Yağ Tüketimi	(1, 1, 1)	(0.2, 0.33, 1)	(1, 1, 1)	(0.2, 0.33, 1)
Bakım Maliyeti	(1, 1, 5)	(1, 1, 1)	(1, 3, 5)	(1, 1, 1)

Tablo 33. Uzman 1 tarafından değerlendirilen marka ile ilgili özelliklerin bulanık sayılara dönüştürülmesi

Marka ile ilgili Özellikler	Güvenilirlik	Destek Hizmetleri	Teknolojik Altyapı	Zamanında Teslim
Güvenilirlik	(1, 1, 1)	(0.14, 0.2, 0.33)	(3, 5, 7)	(1, 1, 1)
Destek Hizmetleri	(3, 5, 7)	(1, 1, 1)	(3, 5, 7)	(3, 5, 7)
Teknolojik Altyapı	(0.14, 0.2, 0.33)	(0.14, 0.2, 0.33)	(1, 1, 1)	(0.2, 0.33, 1)
Zamanında Teslim	(1, 1, 1)	(0.14, 0.2, 0.33)	(1, 3, 5)	(1, 1, 1)

Yukarıda verilen tablolar sadece uzman 1 tarafından verilen cevapları göstermektedir. Çalışmamızda 5 uzman bulunduğu için her bir değerlendirmenin toplanarak bir araya getirilmesi gerekmektedir. Burada, tüm uzmanların etki değerleri eşit alınarak aritmetik ortalama alınmıştır. Dolayısıyla nihai olarak ana kriterler için birleştirilmiş karar matrisi Tablo 34’te, teknik özellikler için birleştirilmiş karar matrisi Tablo 35’te, ekonomik özellikler için birleştirilmiş karar matrisi Tablo 36’da ve marka ile ilgili özellikler için birleştirilmiş karar matrisi Tablo 37’de verilmiştir.

Tablo 34. Ana kriterler için birleştirilmiş karar matrisi

Ana Kriterler	Teknik Özellikler	Ekonomik Özellikler	Marka ile ilgili Özellikler
Teknik Özellikler	(1, 1, 1)	(0.49, 0.93, 1.50)	(2.28, 3.53, 5)
Ekonomik Özellikler	(2.04, 3.27, 4.61)	(1, 1, 1)	(2.04, 3.66, 5.4)
Marka ile ilgili Özellikler	(0.47, 1.31, 2.17)	(0.33, 0.80, 1.50)	(1, 1, 1)

Tablo 35. Teknik özelliklerin için birleştirilmiş karar matrisi

Teknik Özellikler	Ağırlık	Hacim	Titreşim ve Gürültü	Kolay İşletilebilme
Ağırlık	(1, 1, 1)	(0.31, 0.36, 0.54)	(0.89, 1.72, 2.69)	(0.15, 0.22, 0.54)
Hacim	(3.00, 4.61, 6.21)	(1, 1, 1)	(1.06, 1.48, 2.02)	(0.47, 0.50, 0.57)
Titreşim ve Gürültü	(2.27, 3.53, 4.49)	(2.03, 2.84, 3.26)	(1, 1, 1)	(0.71, 1.17, 1.77)
Kolay İşletilebilme	(3.00, 5.02, 7.01)	(2.60, 3.80, 5.01)	(2.42, 4.04, 5.68)	(1, 1, 1)

Tablo 36. Ekonomik özellikler için birleştirilmiş karar matrisi

Ekonomik Özellikler	İlk Yatırım Maliyeti	Yakıt Tüketimi	Yağ Tüketimi	Bakım Maliyeti
İlk Yatırım Maliyeti	(1, 1, 1)	(0.87, 1.69, 2.54)	(1.85, 2.68, 3.53)	(0.82, 1.64, 2.46)
Yakıt Tüketimi	(2.66, 3.92, 5.29)	(1, 1, 1)	(2.60, 4.60, 6.60)	(1.62, 2.42, 3.24)
Yağ Tüketimi	(1.45, 2.26, 3.12)	(0.15, 0.24, 0.57)	(1, 1, 1)	(0.88, 1.31, 1.86)
Bakım Maliyeti	(1.08, 1.53, 2.20)	(1.46, 1.90, 2.44)	(2.83, 4.06, 4.88)	(1, 1, 1)

Tablo 37. Marka ile ilgili özellikler için birleştirilmiş karar matrisi

Marka ile ilgili Özellikler	Güvenilirlik	Destek Hizmetleri	Teknolojik Altyapı	Zamanında Teslim
Güvenilirlik	(1, 1, 1)	(1.67, 2.50, 3.37)	(2.26, 3.49, 4.84)	(2.02, 2.84, 3.66)
Destek Hizmetleri	(2.51, 3.47, 4.72)	(1, 1, 1)	(1.80, 2.60, 3.40)	(2.20, 4.20, 6.20)
Teknolojik Altyapı	(1.27, 2.12, 2.97)	(0.65, 0.68, 0.73)	(1, 1, 1)	(1.88, 3.13, 4.60)
Zamanında Teslim	(1.05, 1.46, 1.91)	(0.17, 0.26, 0.70)	(0.49, 1.34, 2.30)	(1, 1, 1)

Birleştirilmiş karar matrisleri elde edildikten sonra yöntem uygulamasına geçilmeden önce tutarlılık analizi yapılması gerekmektedir. Tutarlılık analizi Bölüm 2’de gösterildiği gibi Bulut vd. [62] tarafından önerilen merkezi tutarlılık endeksine göre yapılmıştır. Tablo 38’de ana ve alt kriterler için birleştirilmiş karar matrislerinin tutarlılık oranları ve ilgili kriter sayısına göre maksimum değerleri gösterilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde tüm karar matrislerinin tutarlılık oranının, maksimum değerden daha düşük olduğu görülmektedir. Dolayısıyla tüm karar matrisleri tutarlı olarak kabul edilmektedir.

Tablo 38. Birleştirilmiş karar matrisleri için tutarlılık oranları

Ana ve alt kriterler	Maksimum değer	Tutarlılık Oranı
Ana kriterler	n=3 için $CCI_{max} = 0.31$	0.2077
Teknik özellikler	n=4 için $CCI_{max} = 0.35$	0.2255
Ekonomik özellikler	n=4 için $CCI_{max} = 0.35$	0.2030
Marka ile ilgili özellikler	n=4 için $CCI_{max} = 0.35$	0.1599

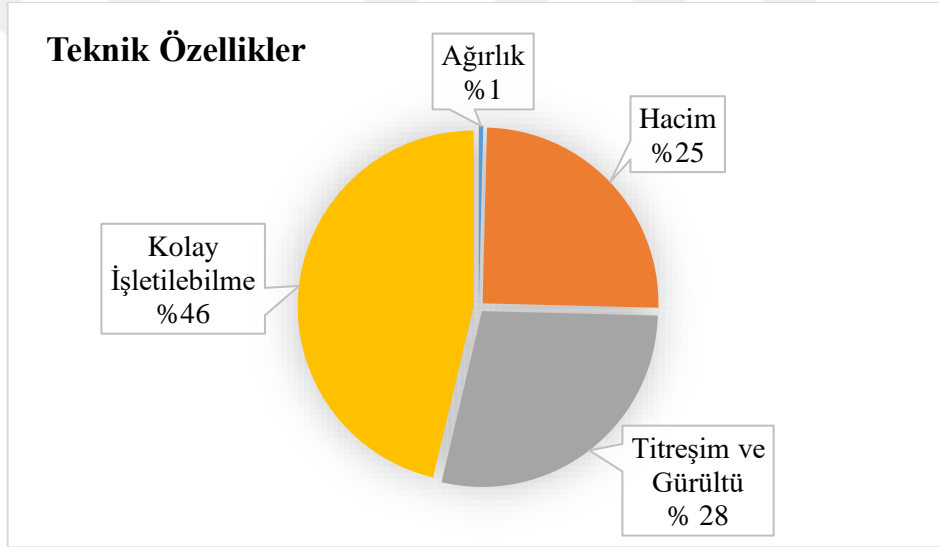
Birleştirilmiş karar matrislerinin tutarlı olduğu gösterildikten sonra tüm ana ve alt kriterlerin ağırlık değerleri, Chang [61] tarafından önerilen bulanık AHP metodu ile hesaplanmıştır. Hesaplamalar sonucunda tüm ana ve alt kriterlerin durulaştırılmış ve normalize edilmiş ağırlıkları Tablo 39’da verilmiştir. Ayrıca, alt kriterlerin göreceli ağırlıkları da ilgili ana kriter ağırlığı dikkate alınarak hesaplanmıştır.

Tablo 39. Ana ve alt kriterlerin ağırlıkları

Ana ve Alt Kriterler	Normalize edilmiş ağırlıklar	Göreceli ağırlıklar
Teknik Özellikler	0.348	-
Ağırlık	0.004	0.001
Hacim	0.25	0.087
Titreşim ve Gürültü	0.283	0.098
Kolay İşletilebilme	0.463	0.161
Ekonomik Özellikler	0.456	-
İlk Yatırım Maliyeti	0.23	0.105
Yakıt Tüketimi	0.373	0.170
Yağ Tüketimi	0.124	0.057
Bakım Maliyeti	0.273	0.124
Marka ile ilgili Özellikler	0.196	-
Güvenilirlik	0.314	0.062
Destek Hizmetleri	0.347	0.068
Teknolojik Altyapı	0.228	0.045
Zamanında Teslim	0.111	0.022

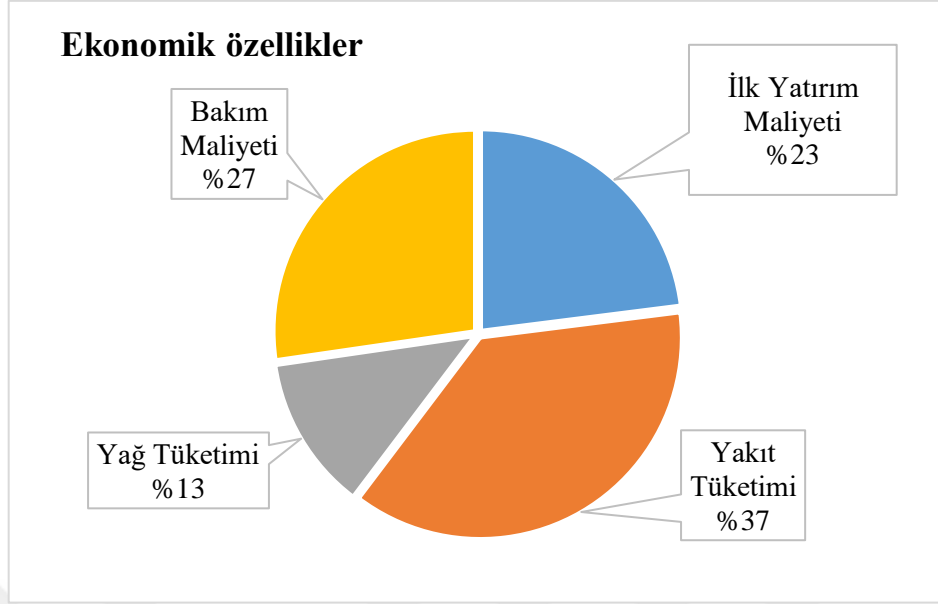
Tablo 39'dan görüldüğü gibi ana kriterler arasından en önemlisi, ekonomik özellikler olarak çıkmış ve bunu sırasıyla teknik özellikler ve marka ile ilgili özellikler izlemiştir. Bu sonuçlara göre inşa edilecek bir gemi için ana makine seçiminde ekonomik kriterlerin çok önemli olduğu anlaşılmaktadır. Ayrıca marka kriterleri en az etkili kriter olarak görünmekle beraber önem derecesi azımsanmayacak bir değere sahiptir.

Şekil 81'de teknik özellikler kapsamında bulunan alt kriterlerin önem ağırlıkları, yüzde olarak gösterilmiştir. Burada en önemli kriter, %46'lık bir paya sahip olan kolay işletilebilme olarak çıkmıştır. Bunu sırasıyla titreşim-gürültü, hacim ve ağırlık izlemiştir. Ağırlığın, ticari bir gemiler için ana makine seçiminde oldukça düşük bir öneme sahip olması beklenen bir sonuç olarak karşımıza çıkmıştır.



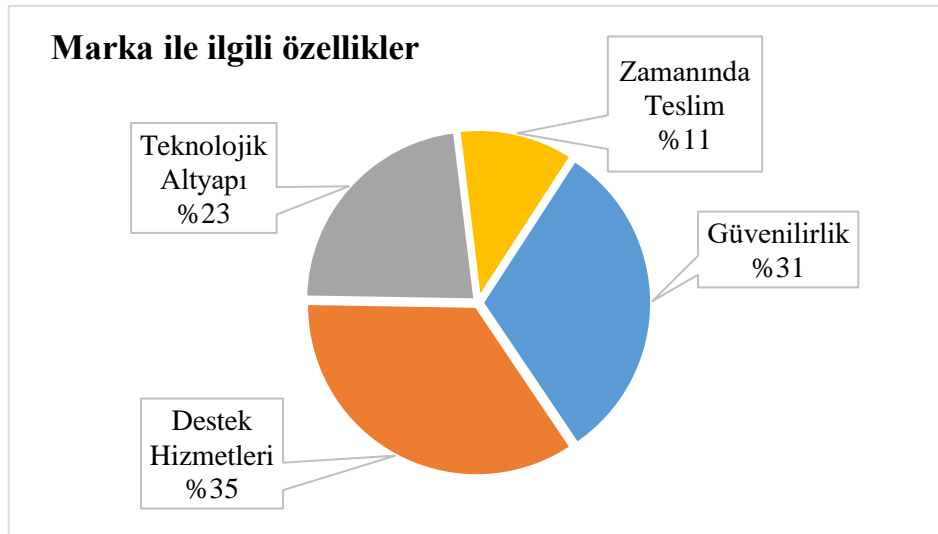
Şekil 81. Teknik özelliklerin önem dağılımı

Şekil 82'de ekonomik ana kriterine ait alt kriterlerin önem ağırlıkları, yüzde olarak gösterilmiştir. Burada yakıt tüketimi, en yüksek önem derecesine sahip kriter olarak belirlenmiştir. İkinci olarak bakım maliyeti ve üçüncü olarak ilk yatırım maliyeti önemli kriter olarak karşımıza çıkmaktadır. Son olarak yağ tüketimi %13 ile en az etkiye sahip kriter olarak hesaplanmıştır.



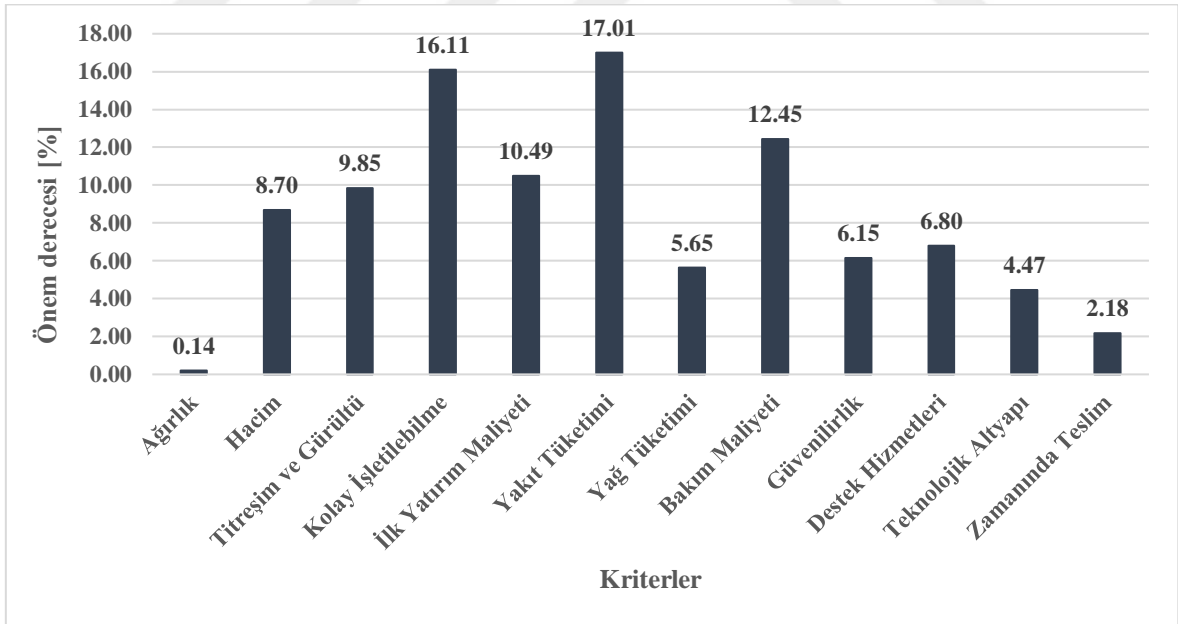
Şekil 82. Ekonomik özelliklerin önem dağılımı

Şekil 83'te marka ile ilgili alt kriterlerin önem ağırlıkları yüzde olarak gösterilmiştir. Marka ile ilgili alt kriterler arasından en önemli kriter, %35'lik önem derecesiyle destek hizmetleri olarak belirlenmiştir. Bunu sırasıyla güvenilirlik, teknolojik altyapı ve zamanında teslim kriterleri izlemiştir.



Şekil 83. Marka ile ilgili özelliklerin önem dağılımı

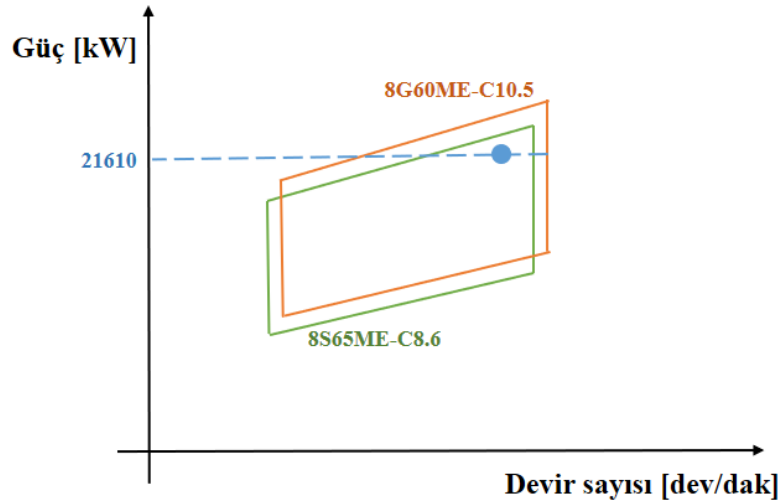
Tüm alt kriterlerin birlikte karşılaştırılması ise Şekil 84’te gösterilmiştir. Burada alt kriterler arasından en önemli kriterin %17.01’lik değerle yakıt tüketimi olduğu görülmektedir. Gemi işletme giderleri içinde çok büyük bir paya sahip olan ana makine yakıt tüketiminin, mümkün olan en düşük seviyede istenmesi bu sonucun çıkmasında etkili olmuştur. Özellikle uzun vadeli düşünüldüğünde daha düşük yakıt tüketimine sahip ana makine seçimi büyük önem arz etmektedir. Yakıt tüketiminden sonra ana makinenin kolay işletilebilmesi %16.11’lik bir değerle ikinci en önemli kriter olarak karşımıza çıkmaktadır. Bilindiği gibi gemilerin ana makinesi, vardiya mühendisleri tarafından işletilmektedir. Deniz aşırı çalışan ticari gemilerde ana makinenin bakım gerektiren parçalarının az olması ve kolay bir şekilde işletilebilmesi vardiya mühendisleri için çok önemli bir kriterdir. Sorunsuz ve kolay işletilebilen ana makineye sahip gemiler, ekonomik olarak daha verimli çalışacaklardır. En az etkiye sahip kriter ise %0.14 değeriyle ana makine ağırlığı çıkmıştır. Bu sonucun çıkmasında ağırlığın ticari gemiler için önemli bir kriter olmadığı etkili olmuştur. Fakat bu ana makine seçimi bir ticari gemi için değil de bir savaş gemisi için yapılıyor olsaydı ağırlık kriteri hiç kuşku yok ki büyük öneme sahip olacaktır.



Şekil 84. Tüm alt kriterlerin karşılaştırılması

3.3. Konteyner Gemisi için ORC Tabanlı Atık Isı Geri Kazanım Sisteminin Kurulması

2200 TEU kapasiteli ve 21.5 knot hızına sahip feeder sınıfı bir konteyner gemisi için gerekli ana makine gücü, konteyner gemileri için YSA kullanılarak geliştirilen güç tahmin modelinde 21610 kW olarak hesaplanmıştır. Ana makine gücü belirlendikten sonra çeşitli alternatifler arasından en uygun ana makine seçimi yapılması gerekmektedir. Daha önceki bölümde gemi ana makine seçiminde etkili kriterlerin değerlendirilmesi yapılarak, bu kriterlerin önem dereceleri hesaplanmıştır. Bu bölümde yapılacak ana makine seçiminde, gemi ana makine seçiminde etkili ana kriterlerden biri olan üretici firma ile ilgili kriterler dikkate alınmamıştır. Üretici firmaların marka imajına zarar vermemek adına sadece bir üretici firmanın farklı modelleri arasında karar verme işlemi gerçekleştirilmiştir. Tez çalışması kapsamında, gerekli makine verilerine kolay erişilebilir olması nedeniyle MAN B&W makineleri kullanılmıştır. Sonuç olarak ele alınan konteyner gemisi için 8G60ME-C10.5 ve 8S65ME-C8.6 olmak üzere iki alternatif belirlenmiştir. 8S65ME-C8.6'nin gücü 21840 kW iken 8G60ME-C10.5 ise 22720 kW'lık bir SMCR gücüne sahiptir ve iki modelin karşılaştırmalı motor karakteristik diyagramı Şekil 85'te gösterilmiştir.



Şekil 85. Konteyner gemisi için alternatif iki ana makinenin karşılaştırılması

Gerekli sevk gücünü, daha düşük ortalama efektif basınç değerinde sağlayacağı için 8G60ME-C10.5 ile daha düşük yakıt tüketimi elde edilmektedir. Buna karşın 8G60ME-C10.5'nin ilk yatırım maliyeti daha fazladır. Üretici firma ile ilgili kriterler olan güvenilirlik,

destek hizmetleri, teknolojik altyapı ve zamanında teslim kriterleri aynı üretici firma seçildiği için eşit olarak kabul edilebilmektedir. Daha önceki bölümde yapılan analize göre bir gemi ana makine seçiminde etkili olan en önemli kriterin, yakıt tüketimi olduğu görülmektedir. Sonuç olarak ilk yatırım maliyetinin biraz daha yüksek olmasına rağmen burada 8G60ME-C10.5 en uygun makine olarak seçilmiş olup temel makine parametreleri Tablo 40'da gösterilmiştir.

Tablo 40. MAN 8G60ME-C10.5 makinesine ait temel parametreler

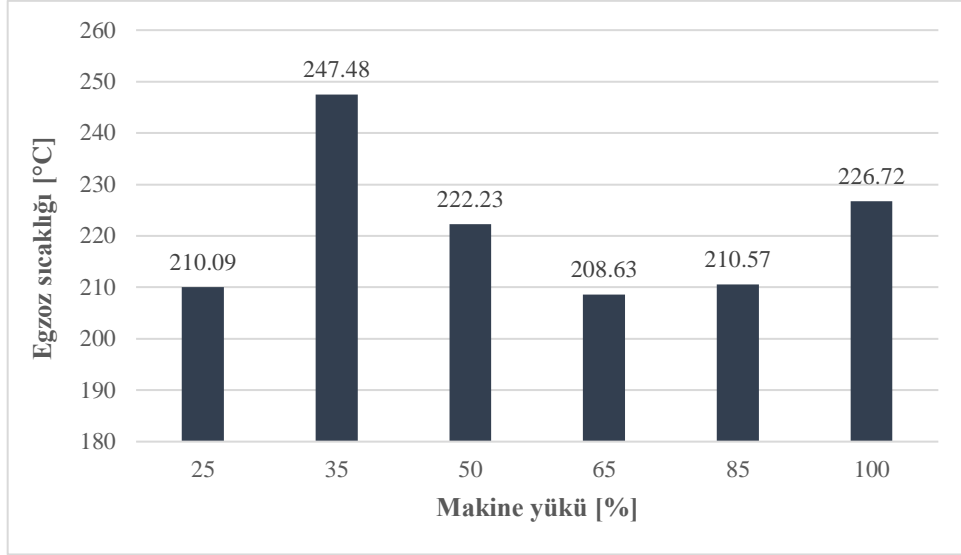
Model	8G60ME-C10.5 HL + scrubber
SMCR güç [kW]	22720
SMCR devir sayısı [dev/dak]	103
Turboşarj tipi	MAN TCA88-21
Turboşarj verimi	Yüksek verimli
NOx emisyon uyumu	Tier II
Pervane tipi	Sabit hatveli
Soğutma sistemi	Merkezi

Bilindiği gibi atık ısı geri kazanım sistemi kurulabilmesi için ilgili makineye ait atık ısı bilgisine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu makineye ait atık ısı bilgisi MAN tarafından sunulan CEAS yazılımı ile elde edilmiştir. ISO standardı (deniz:25°C, hava: 25°C) dikkate alındığında makine yüküne göre güç, devir sayısı, özgül yakıt tüketimi (ÖYK), egzoz debisi ve egzoz sıcaklığı değişimi Tablo 41'de verilmiştir. Burada egzoz sıcaklığı turboşarjdan sonraki sıcaklıkları göstermektedir.

Tablo 41. MAN 8G60ME-C10.5 makinesine ait yüke göre atık ısı değişimi

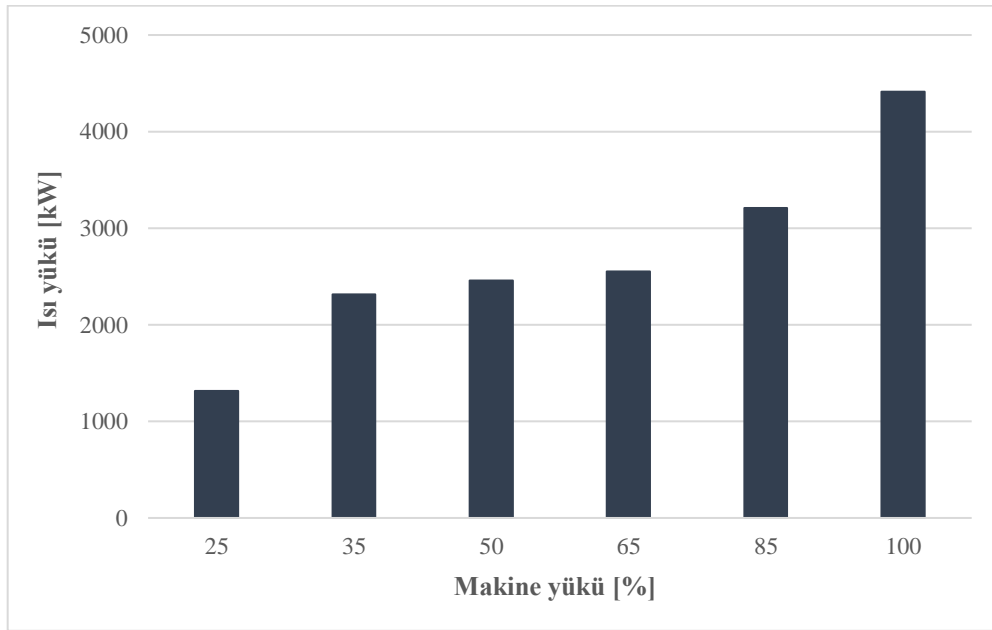
Yük [%SMCR]	Güç [kW]	Devir sayısı [dev/dak]	ÖYK [g/kWh]	Egzoz debisi [kg/s]	Egzoz sıcaklığı [°C]
100	22720	103	165.5	48	245
95	21584	101.3	163.8	46.4	238
90	20448	99.4	162.4	44.7	232
85	19312	97.6	161.2	42.9	228
80	18176	95.6	160.9	41.1	225
75	17040	93.6	160.7	39.2	224
70	15904	91.5	160.3	37.2	224
65	14768	89.2	160.2	35.1	225
60	13632	86.9	160.5	32.9	228
55	12496	84.4	160.9	30.6	232
50	11360	81.8	161.5	28.2	238
45	10224	78.9	162.6	25.6	246
40	9088	75.9	163.7	23	255
35	7952	72.6	165.1	20.3	263
30	6816	69	166.1	19.9	227
25	5680	64.9	168.1	17.7	223
20	4544	60.2	171.1	15	219
15	3408	54.7	176.1	12.6	211
10	2272	47.8	184.1	9.1	189

Bölüm 2.8’de açıklandığı gibi buhar talebinin belirlenmesi için De la Fuente [161] tarafından sunulan yaklaşık bağıntı kullanılmıştır. Atık ısı kazanından geçerek buhar elde edildikten sonra egzoz gazının ORC sistemine giriş sıcaklıklarının makine yüküne göre değişimi Şekil 86’da verilmiştir.



Şekil 86. ORC sistemine giren egzoz gazı sıcaklığının makine yüküne göre değişimi

Şekil 87’de egzoz gazının 140 °C’ye (sülfürik asit çığ noktası sıcaklığı) kadar soğutulduğu durumda oluşan ısı yükleri gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi en yüksek ısı enerjisi %100 makine yükünde meydana gelmektedir.



Şekil 87. Ana makine yüküne göre egzoz gazı ısı enerjileri

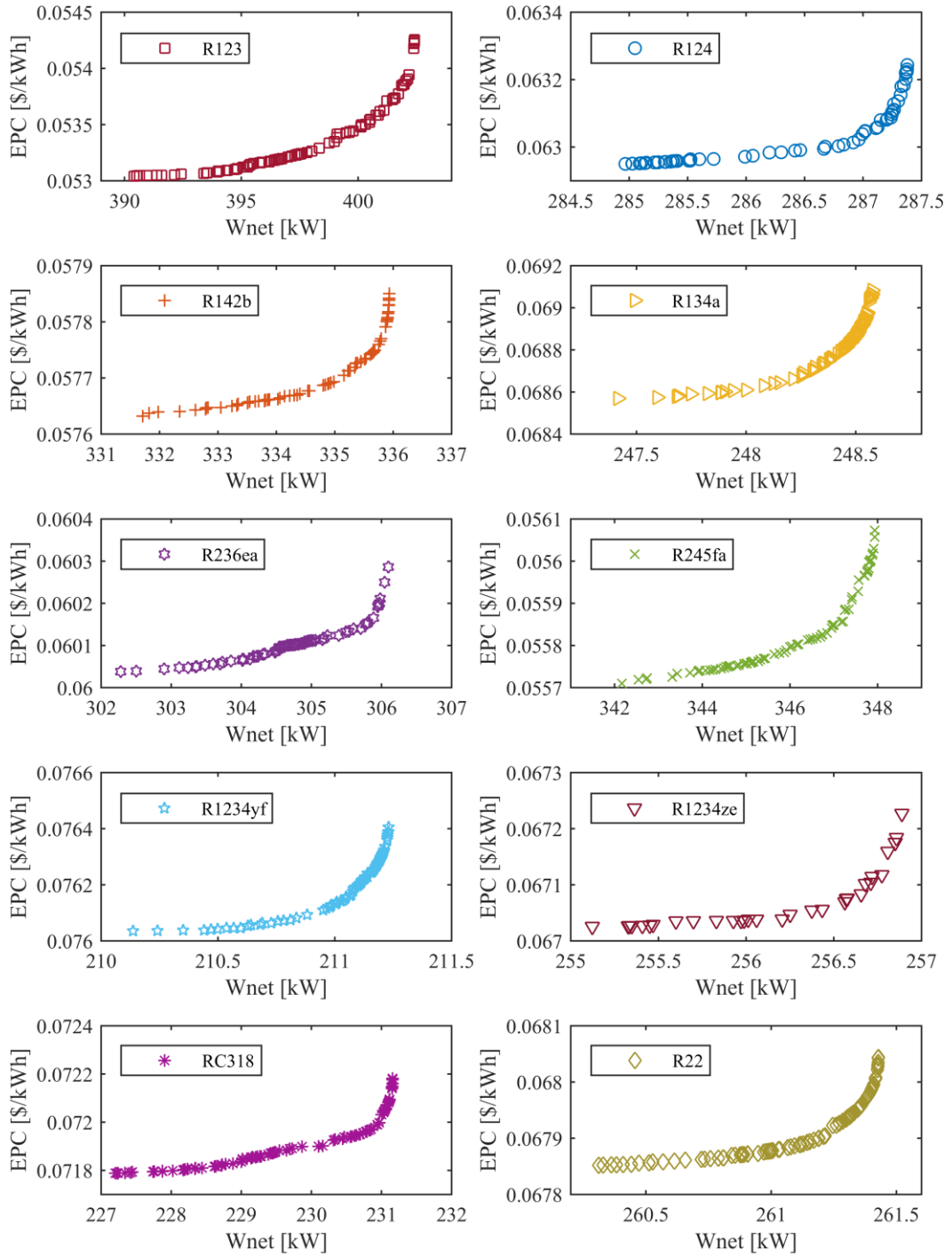
Egzoz gazı sıcaklıkları belirlendikten sonra optimizasyon sürecine geçilmeden önce tasarım çalışma şartının seçilmesi gerekmektedir. Tasarım çalışma şartının seçilmesi, sistem performansını ve kabul edilebilir bir geri ödeme süresi sağlayıp sağlamadığını belirlemek için büyük önem arz etmektedir. Bu çalışmada tasarım çalışma koşulu, konteyner gemisinin operasyonel profili dikkate alınarak belirlenmiştir. Konteyner gemileri seyir süresinin büyük bölümünü %65 ana makine yükünde geçirdiği için bu çalışma koşulu, tasarım çalışma koşulu olarak belirlenmiş ve diğer makine yükleri tasarım dışı çalışma koşulu olarak analiz edilmiştir.

Bu bölümde ilk olarak temel ORC sistemi kullanılarak atık ısı geri kazanımı yapılmaktadır. Daha sonra RORC sistemi ile atık ısı geri kazanım sistemi uygulaması yapılmıştır. Son olarak bu iki sistemin karşılaştırması sunularak nihai ORC sistemi belirlenmiştir. Bu bölümün sonunda optimizasyon algoritmasının performansına yönelik bir araştırma daha yürütülmüştür. Yapılan tüm bu çalışmalar ve analizleri aşağıda sistematik olarak sunulmuştur.

3.3.1. Temel ORC Sistemi ile Atık Isı Geri Kazanımı

Bu bölümde temel ORC sistemi kullanılarak W_{net} ve EPC amaç fonksiyonlarının kullanıldığı çok amaçlı optimizasyon çalışmasının sonuçları sunulmuştur. Her bir iş akışkanı için çok amaçlı GKA kullanılarak yapılan optimizasyon işlemi sonucunda elde edilen pareto çözümler Şekil 88’de gösterilmiştir.

Şekil 88 incelendiğinde her bir iş akışkanı için W_{net} arttıkça EPC değerinin de arttığı görülmektedir. Birbiriyle çatışan bu iki amaç fonksiyonu kullanılarak elde edilen pareto çözümler, optimizasyon sonucunda herhangi bir çözüm adayları tarafından baskılanmamış çözümler olup her biri, aday çözüm olarak kabul edilmektedir. ORC tesisinin kurulabilmesi için pareto optimal çözümlerden her bir iş akışkanı için nihai tek çözümün belirlenmesi gerekmektedir. Bu amaç doğrultusunda Bölüm 2.8’de açıklandığı gibi her bir iş akışkanı için pareto çözümlerin ideal noktaya olan uzaklıkları hesaplanarak en yakın mesafeye sahip çözüm adayları, nihai çözüm olarak belirlenmiş ve Tablo 42’de sunulmuştur.



Şekil 88. Temel ORC için elde edilen pareto çözümler

Tablo 42. Temel ORC sistemi ile elde edilen optimum çözümler

İş akışkanı	Karar Değişkenleri				Amaç Fonksiyonları	
	P_e [Pa]	$T_{t,in}$ [K]	T_c [K]	$\Delta T_{pp,c}$ [K]	W_{net} [kW]	EPC [\$/kWh]
R22	4740500	461.780	306.895	5.000	261.171	0.0679
R123	3228502	461.780	307.639	5.000	401.104	0.0536
R124	3443080	448.901	307.325	5.000	286.916	0.0630
R142b	3852250	460.598	307.702	5.065	334.982	0.0577
R134a	3856316	452.005	306.760	5.000	248.252	0.0687
RC318	2638625	413.961	307.941	5.000	230.162	0.0719
R236ea	3249000	443.418	307.881	5.057	305.392	0.0601
R245fa	3468450	454.063	307.852	5.000	346.696	0.0558
R1234yf	3213090	431.050	306.849	5.000	210.979	0.0761
R1234ze[E]	3454438	446.157	307.187	5.001	256.564	0.0671

Tablo 42 incelendiğinde en yüksek W_{net} ve en düşük EPC değeri R123 iş akışkanı kullanıldığı durumda elde edilmiştir. R123 için W_{net} ve EPC sırasıyla 401.104 kW ve 0.0536 \$/kWh olarak hesaplanmıştır. Termo-ekonomik olarak değerlendirildiğinde R123 iş akışkanından sonra sırasıyla R245fa ve R142b en etkili iş akışkanları olarak tespit edilmiştir.

Optimizasyon sonucu elde edilen veriler kullanılarak termo-ekonomik kriterlere, tehlike ve çevre kriterleri eklenerek kapsamlı değerlendirme yapılmıştır. Kapsamlı değerlendirme süreci gri ilişkisel analizi ile gerçekleştirilmiştir. Dolayısıyla ilk olarak verilerin, ilgili kriterlere göre normalizasyonu yapılmış ve Tablo 43'te sunulmuştur. Normalizasyon işlemine tabi tutulan veriler kullanılarak her bir iş akışkanı için gri ilişkisel katsayılar hesaplanmıştır. Son olarak gri ilişkisel katsayıların ağırlıklı ortalaması alınarak gri ilişkisel dereceleri hesaplanmış ve Tablo 44'te verilmiştir.

Tablo 43. Temel ORC sistemi ile kapsamlı değerlendirme için normalizasyon

İş Akışkanı	Termo-Ekonomik Kriter		Tehlike Kriteri			Çevre Kriteri	
	Wnet	EPC	HH	PH	FH	GWP	ODP
R22	0.264	0.3656	1	0	1	2	1
R123	1.000	1.0000	2	0	1	1	1
R124	0.399	0.5827	1	0	1	1	1
R142b	0.652	0.8193	1	0	1	3	1
R134a	0.196	0.3310	1	0	1	2	0
RC318	0.101	0.1876	1	2	0	4	0
R236ea	0.497	0.7112	1	1	0	2	0
R245fa	0.714	0.9025	2	1	0	1	0
R1234yf	0.000	0.0000	1	0	2	0	0
R1234ze[E]	0.240	0.4024	1	0	2	0	0

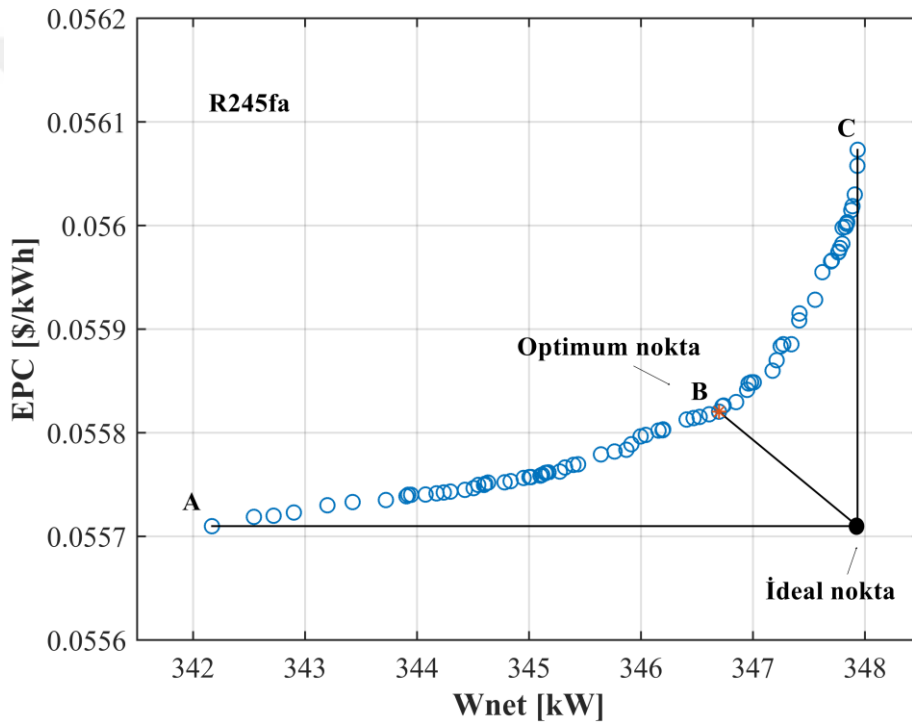
Tablo 44. Temel ORC sistemi için gri ilişkisel derece değerleri ve sıralaması

İş akışkanı	Gri İlişkisel Derece	Sıralama
R245fa	0.09087	1
R123	0.08796	2
R1234ze[E]	0.08489	3
R236ea	0.08261	4
R1234yf	0.08102	5
R134a	0.07593	6
R142b	0.07064	7
R124	0.06943	8
RC318	0.06862	9
R22	0.06275	10

Kapsamlı değerlendirme stratejisiyle yapılan analiz sonucunda temel ORC sistemi ile atık ısı geri kazanım sistemi için nihai iş akışkanı R245fa olarak belirlenmiştir. Yalnızca termo-ekonomik olarak değerlendirme yapıldığında R123 iş akışkanı en etkili iş akışkanı iken kapsamlı değerlendirme sonucunda ikinci sıraya gerilemiştir. Benzer bir düşünüş R142b iş akışkanı için de gerçekleşmiştir. Yalnızca termo-ekonomik olarak bir değerlendirme ile

seçim yapıldığında üçüncü en etkili iş akışkanı olan R142b iş akışkanı, kapsamlı değerlendirme neticesinde yedinci sıraya gerilemiştir. Bu gerilemedeki, ODP değerinin sıfırdan büyük olması en büyük etmen olarak karşımıza çıkmaktadır.

Sonuç olarak temel ORC ile atık ısı geri kazanım sistemi için en uygun iş akışkanı R245fa olarak belirlenmiştir. Daha önce değinildiği gibi R245fa iş akışkanı ile yapılan çok amaçlı optimizasyon sonucu elde edilen pareto çözümlerden, nihai iş çözümünün elde edilmesi için Öklid uzaklık yaklaşımı kullanılmıştır. R245fa iş akışkanı için elde edilen pareto çözümler ve nihai çözüm ayrıntılı olarak Şekil 89’da verilmiştir.



Şekil 89. Temel ORC’de R245fa için pareto çözümler ve optimum nokta

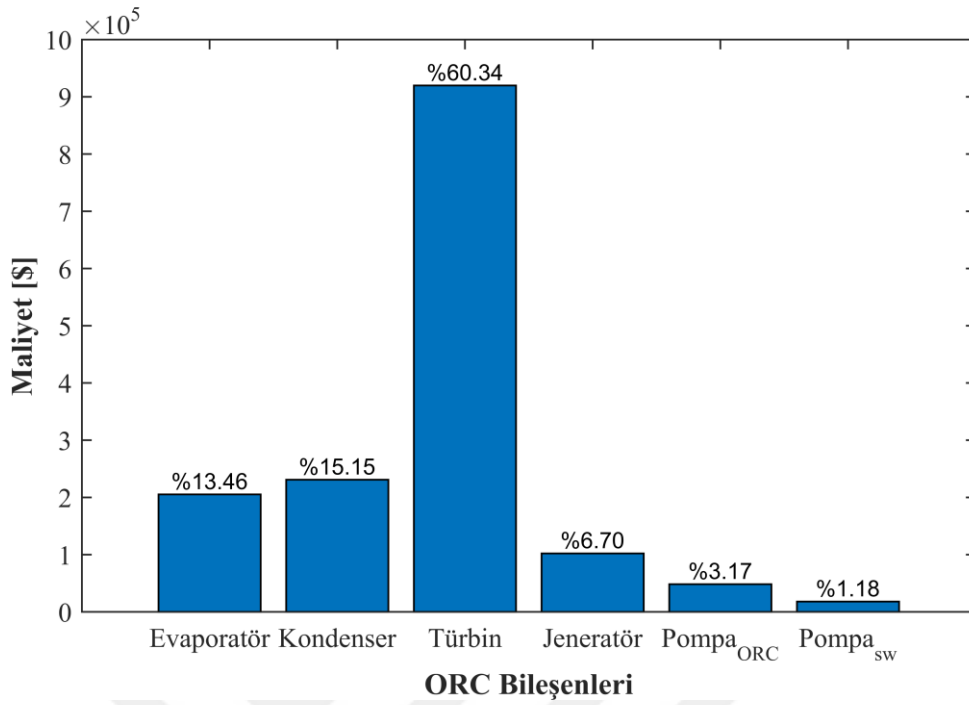
Şekil 89 incelendiğinde A ve C noktaları, ideal çözümün bileşenlerini oluşturmaktadır. Gerçekte ideal noktaya ulaşmak mümkün olmamakla beraber bu noktaya en yakın nokta, optimum çözüm olarak kabul edilmektedir. Dolayısıyla şekilde görülen B noktası nihai çözüm olarak alınmıştır. A, B ve C noktalarına ait termodinamik ve ekonomik veriler Tablo 45’te gösterilmiştir.

Tablo 45. R245fa iş akışkanı için pareto çözümler üzerindeki önemli noktalar

	A noktası	B noktası	C noktası
W_{net} [kW]	342.1694	346.6961	347.9339
EPC [\$/kWh]	0.05571	0.05582	0.056073
Ekserji verimi [%]	44.5658	45.10421	45.1646
Isıl verim [%]	13.91555	14.09964	14.14998
Toplam maliyet [\$]	1501079	1523950	1536317

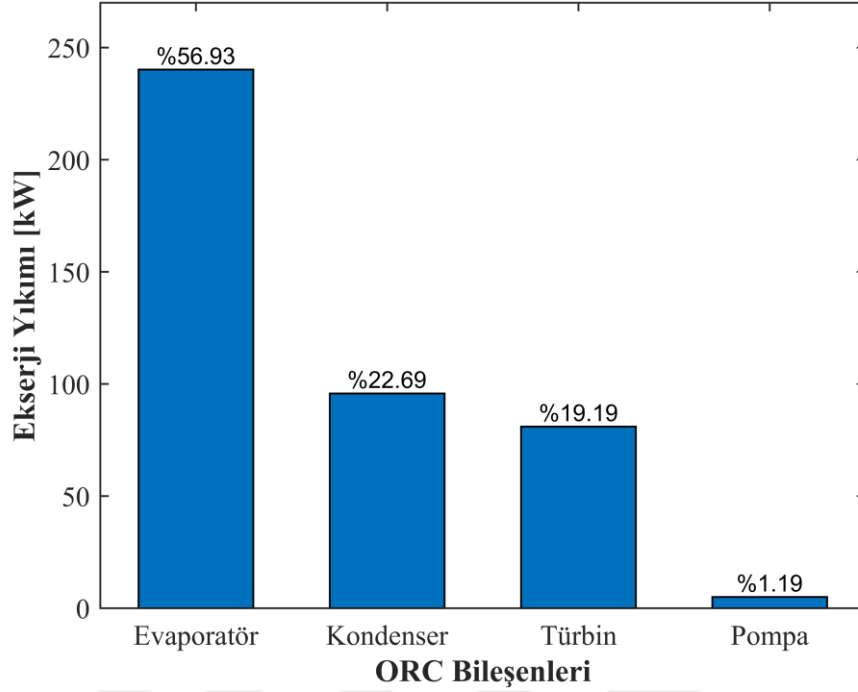
Bir ORC tesisi kurulurken EPC'nin minimum W_{net} 'in maksimum olması istenmektedir. Burada EPC'nin minimum değeri A noktası iken maksimum değeri C noktasındadır. Buna karşın W_{net} 'in maksimum değeri C noktasında elde edilirken minimum değeri A noktasında elde edilmektedir. Ekserji verimi, ısıl verim ve toplam maliyet A noktasından C noktasına gittikçe artmaktadır. Sonuç olarak termodinamik açıdan C noktası en uygun olurken ekonomik açıdan A noktası en uygun çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu iki kriter aynı anda sağlanamayacağı için belirli ölçüde ödünleşim yapılarak B noktası optimum nihai çözüm olarak belirlenmiştir.

Elde edilen nihai çözümün ayrıntılı maliyet analizi Şekil 90'da verilmiştir. ORC sistemi için en yüksek maliyet 919794.92 \$ ile türbine ait olup türbinin toplam sistem içindeki payı % 60.34 olarak hesaplanmıştır. Evaporatör ve kondenserin maliyetleri sırasıyla 205251.64 \$ ve 230902.27 \$ olup % 13.46 ve % 15.15 paya sahiptir. Dolayısıyla ısı değiştiricilerin toplam sistem içindeki payı %28.61 olarak karşımıza çıkmaktadır. Türbinden elde edilen enerjiyi elektrik enerjisine dönüştüren jeneratörün maliyeti ise 102121.46 \$ olup toplam maliyet içindeki payı %6.7'dir. Son olarak iş akışkanı ve deniz suyu pompalarının maliyetleri sırasıyla 48340.44 \$ ve 18021.63 \$ olup toplam maliyet içindeki payları %3.17 ve %1.18 olarak hesaplanmıştır.



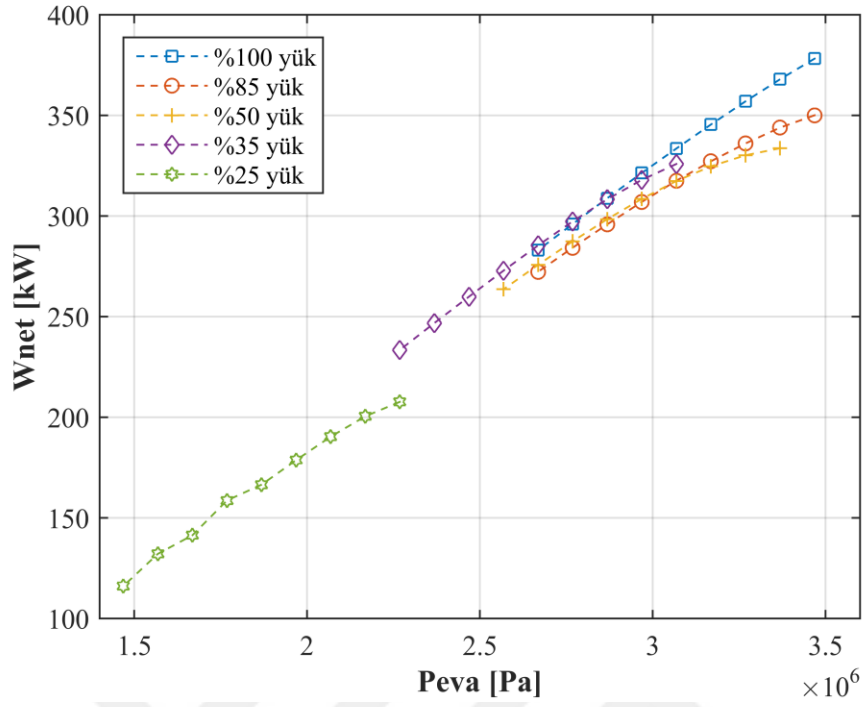
Şekil 90. Temel ORC sistem bileşenlerinin maliyetleri

ORC sistemindeki her bir bileşene ait ekserji yıkımlarının ayrıntılı gösterimi Şekil 91’de verilmiştir. ORC sistemi için en yüksek ekserji yıkımı 240.20 kW ile evaporatöre ait olup evaporatörün toplam ekserji yıkımı içindeki payı % 56.93 olarak hesaplanmıştır. Evaporatörden sonra en yüksek ekserji yıkımı 95.76 kW ile kondensere ait olup toplam ekserji yıkımı içinde %22.69’luk bir paya sahip olmaktadır. Türbinin ekserji yıkımı 80.99 kW olarak hesaplanmış olup toplam payı ise %19.19 olarak belirlenmiştir. ORC sistemi içindeki en düşük ekserji yıkımı pompada 5 kW olarak hesaplanmış olup toplam ekserji yıkımındaki payı yalnızca %1.19’dur.

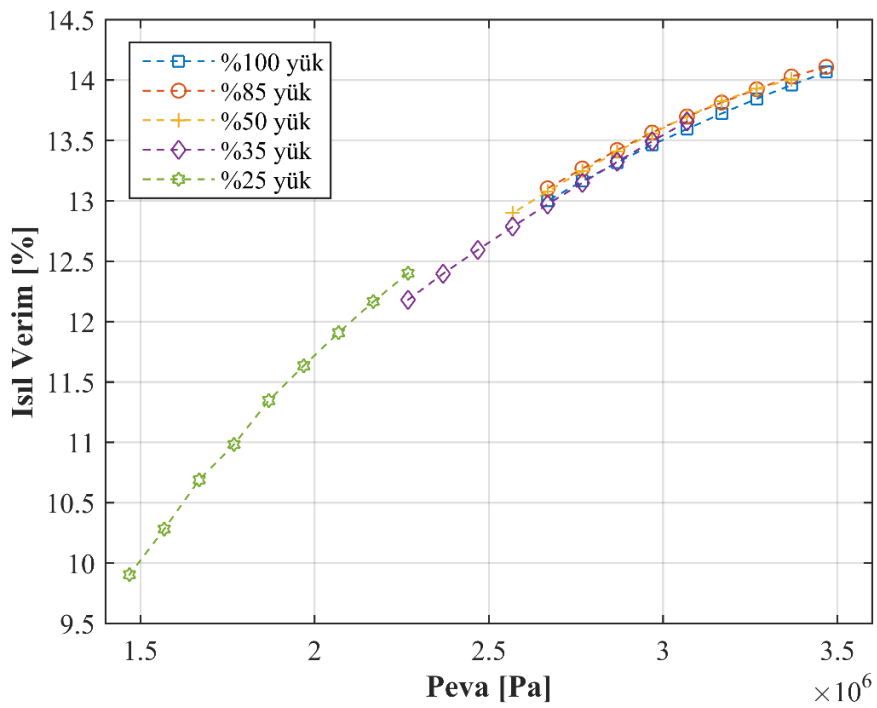


Şekil 91. Temel ORC sistem bileşenlerinin ekserji yıkımları

Böylece R245fa iş akışkanı ile ORC sisteminin tasarım çalışma koşulu için analizler tamamlanmış olup tasarım dışı çalışma koşullarındaki performansı için tasarım dışı analiz gerçekleştirilmiştir. Hareketli basınç yöntemi (Sliding pressure mode) ile gerçekleştirilen tasarım dışı analizler için iki temel kısıt bulunmaktadır. Bunlar; türbin kanatlarında korozyon oluşmaması için evaporatörden çıkan iş akışkanının tamamen buharlaşmış olması ve gemi bacasında asit korozyonunun oluşmaması için egzoz gazının evaporatörden çıkış sıcaklığının (T_{11}) 140°C 'den yüksek olmasıdır. Hareketli basınç yönteminde daha önce değinildiği gibi kondenser basıncı sabit olup evaporatör basıncı değişkendir. Belirli bir evaporatör basıncında, tasarım şartı için hesaplanan ısı değiştirici alanlarının, tasarım dışı şartlardaki ile aynı olabilmesi için türbin giriş sıcaklığı (T_1) ve $\Delta T_{pp,con}$ parametreleri iteratif çözüm yöntemi ile hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar neticesinde tasarım dışı çalışma şartları için W_{net} ve ısıl verim değerlerinin P_{eva} 'ya göre değişimleri sırasıyla Şekil 92 ve Şekil 93'te gösterilmiştir. Şekiller incelendiğinde, tüm tasarım dışı çalışma şartları için P_{eva} arttıkça W_{net} ve ısıl verim beklenen şekilde arttığı görülmektedir.

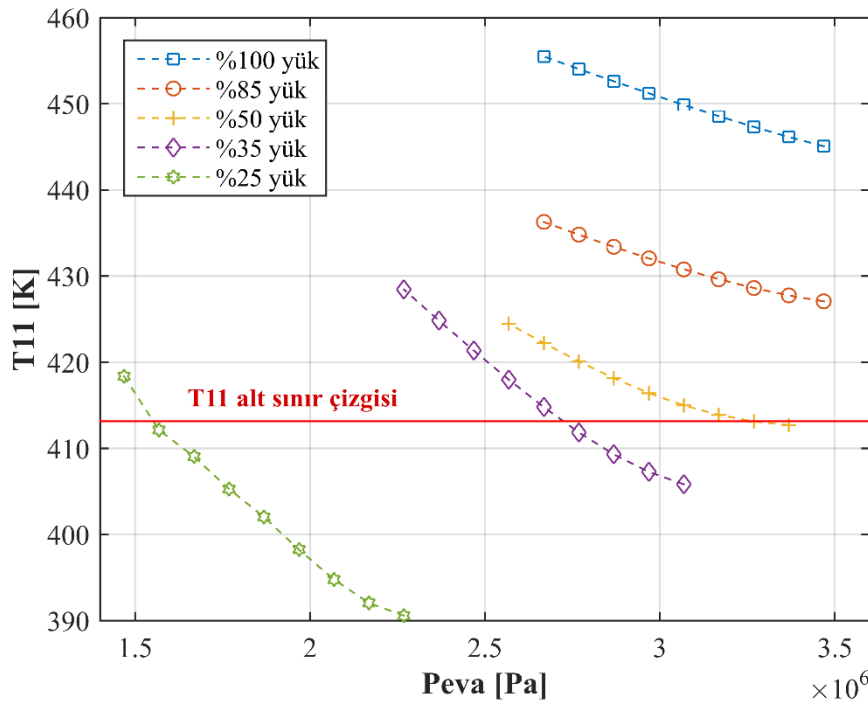


Şekil 92. Temel ORC'nin tasarım dışı çalışma şartları için W_{net} değişimi



Şekil 93. Temel ORC'nin tasarım dışı çalışma şartları için ısı verim değişimi

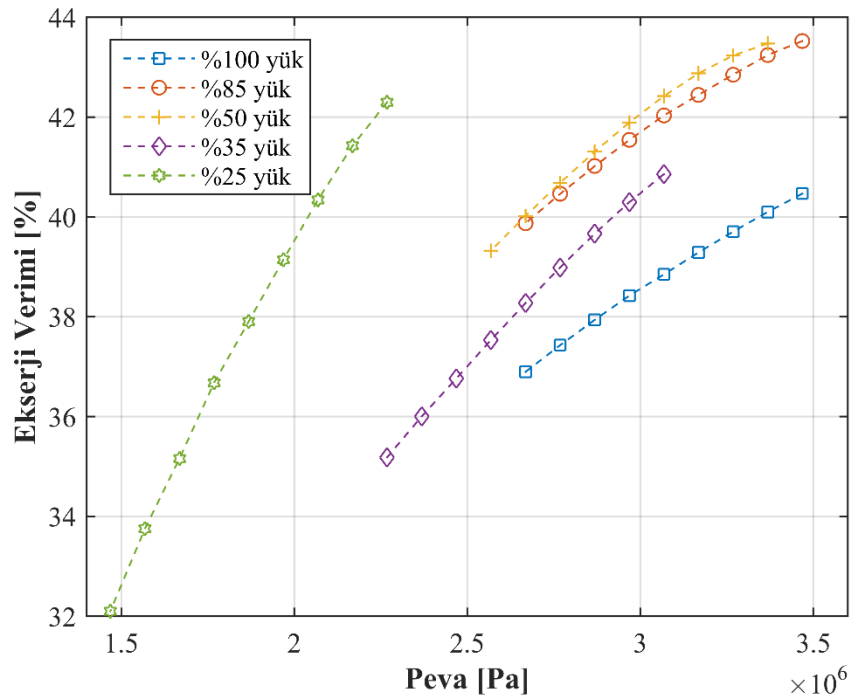
Şekil 94'te tasarım dışı çalışma şartları için T_{11} 'in değişimi görülmektedir. Evaporatör basıncı arttıkça egzoz gazının evaporatörden çıkış sıcaklığı T_{11} düşmektedir. Dolayısıyla asit korozyon sınırı kontrol edilmelidir. Ana makinenin %100 ve %85 çalışma şartları için T_{11} değeri, sınır değer oldukça üstünde olup herhangi bir sorun doğurmamaktadır. Bununla beraber diğer çalışma şartları için bu sınırın ihlal edildiği evaporatör basınç değerleri bulunmaktadır. %50, %35 ve %25 ana makine çalışma şartlarından egzoz gazı debisi tasarım şartı olan %65 çalışma şartına göre düşük olup evaporatördeki ısı değişim miktarı göz önüne alındığında egzoz çıkış sıcaklığı tasarım şartına göre düşük kalmaktadır. Tasarım çalışma şartı için nihai hedef W_{net} değerini maksimum yapılmasıdır. Dolayısıyla %100 ve %85 makine yükü için W_{net} değerinin maksimum değeri, izin verilen en yüksek evaporatör basınç değerinde elde edilebilirken %50, %35 ve %25 ana makine çalışma şartları için W_{net} değerinin maksimum değeri, egzoz çıkış sıcaklığı dikkate alınarak mümkün olan en yüksek evaporatör basınç değerinde elde edilebilmektedir. Dolayısıyla bu çalışma şartları T_{11} kısıtı sebebiyle W_{net} değeri, ulaşacağı maksimum değerlerinden düşük olacaktır.



Şekil 94. Temel ORC'nin tasarım dışı çalışma şartları için T_{11} değişimi

Ana makine tasarım dışı çalışma şartları için evaporatör basıncına göre ekserji verimleri Şekil 95'te gösterilmiştir. Isıl verim ve W_{net} değişimlerine benzer şekilde ekserji

verimleri de evaporatör basıncının artmasıyla artış göstermektedir. Şekil 94'te görüldüğü gibi evaporatör basıncı arttıkça özellikle düşük ana makine yüklerinde egzoz çıkış sıcaklığı sert bir şekilde düşmekte ve bu da sisteme giren ekserjiyi arttırmaktadır. Dolayısıyla ekserji verimi de artmaktadır. Bununla beraber özellikle %100 çalışma şartı incelendiğinde diğer çalışma şartlarına göre ekserji verimi daha düşük olmaktadır. Bu durumun çıkmasında, tasarım çalışma şartına göre türbin ve pompa verimlerinin düşmesi neticesinde tersinmezliklerin artması rol oynamıştır.



Şekil 95. Temel ORC'nin tasarım dışı çalışma şartları için ekserji verimi değişimi

Sonuç olarak kısıtlara uyarak W_{net} 'nin maksimum olduğu nihai tasarım dışı çalışma şartlarına ait termodinamik sonuçlar Tablo 46'da sunulmuştur. Burada en yüksek W_{net} değeri %100 makine yükü için 378.204 kW olarak hesaplanmıştır. Ekserji verimi tasarım çalışma şartı yani %65 makine yükünde %45.104 değeri ile maksimum olarak elde edilmiştir. Isıl verimin en yüksek değeri ise %85 makine yükünde %14.109 olarak belirlenmiştir.

Tablo 46. Temel ORC için tasarım ve tasarım dışı çalışma şartlarının termodinamik performansı

Makine Yüğü [%]	P_{eva} [Pa]	W_{net} [kW]	Ekserji verimi [%]	Isıl verim [%]
25	1545000	129.015	33.381	10.189
35	2710000	290.487	38.589	13.048
50	3264000	329.957	43.220	13.925
65	3468450	346.696	45.104	14.100
85	3468450	350.065	43.525	14.109
100	3468450	378.204	40.468	14.066

Tasarım ve tasarım dışı çalışma şartları için optimizasyon yapıldıktan sonra tam bir seyir analizi yapılmıştır. Bu amaç doğrultusunda Bölüm 1 Şekil 12’de verilen MAN firması tarafından sunulan konteyner gemilerine ait operasyonel profil kullanılmıştır. Ana makine çalışma koşulları ve ilgili ana makine yüklerinde geçirilen süreler dikkate alınarak gerçekleştirilen analizler neticesinde elde edilen termodinamik ve ekonomik göstergeler Tablo 47’de verilmiştir. Net iş tasarım çalışma şartı ($W_{net,t}$) için 346.6961 kW iken tam seyir analizi ile net iş ($W_{net,ts}$) 323.8666 kW’a düşmektedir. Tasarım çalışma şartı için elektrik üretim maliyeti (EPC_t) 0.0558 \$/kWh iken tam seyir için bu değer (EPC_{ts}) 0.0598 olarak hesaplanmıştır. Temel ORC atık ısı geri kazanım sisteminin geri ödeme süresi, tasarım çalışma şartı (PBP_t) için 4.1505 yıl olarak hesaplanırken tam seyir analizi ile hesaplanan geri ödeme süresi (PBP_{ts}) 4.4626 yıla çıkmaktadır. Bu analiz, yalnızca tasarım çalışma şartı dikkate alınarak elde edilen sonuçların, operasyonel profil dikkate alınarak tam bir seyir analizi ile elde edilen sonuçlardan oldukça farklı olduğunu göstermektedir. Dolayısıyla daha gerçekçi bir simülasyon için tüm çalışma şartları dikkate alınarak tam bir seyir analizi yapılması büyük önem arz etmektedir.

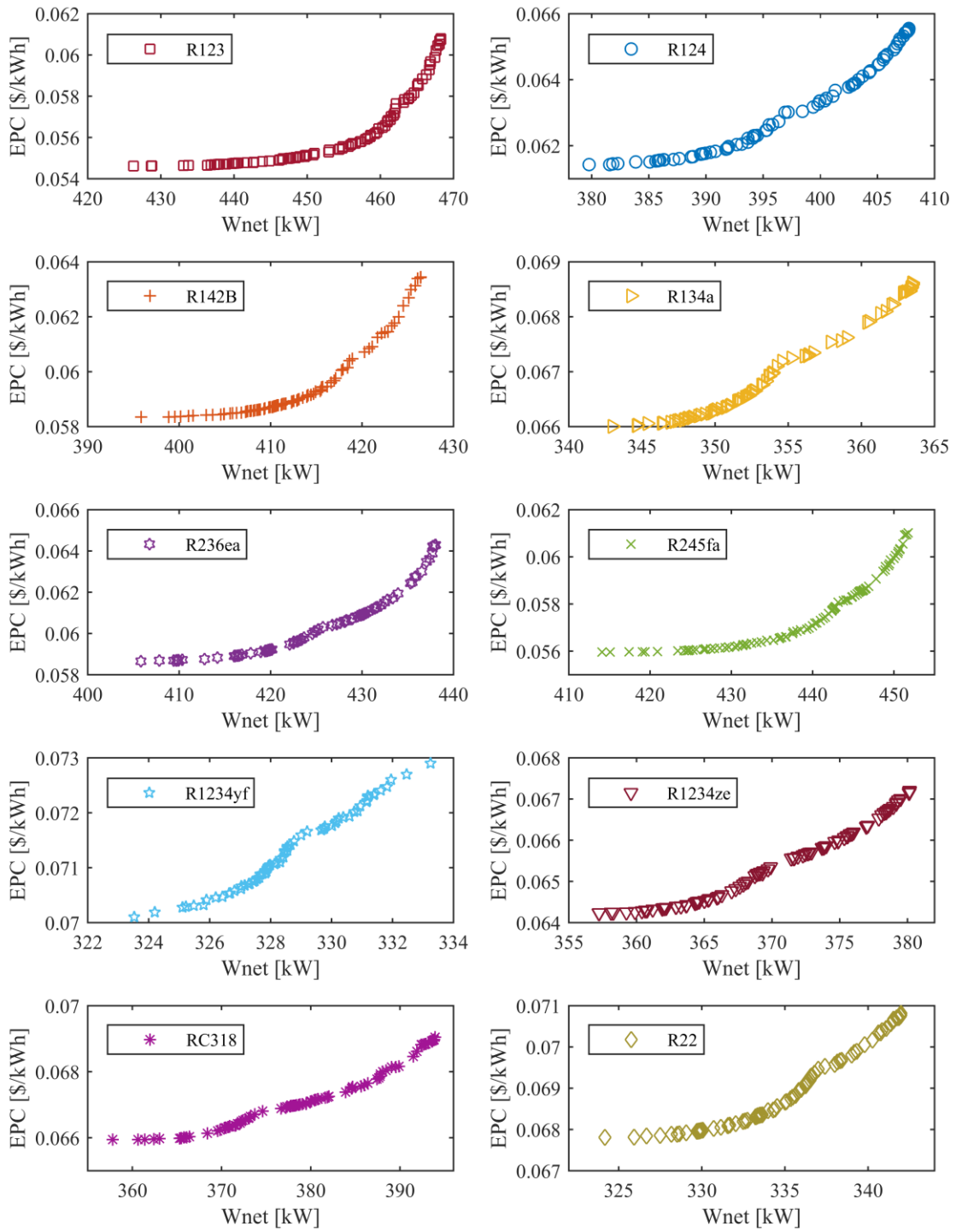
Tablo 47. Tam seyir analizi ile konteyner gemisinin performansı

Parametre	Değer
$W_{net,t}$ [kW]	346.6961
$W_{net,ts}$ [kW]	323.8666
EPC_t [\$/kWh]	0.0558
EPC_{ts} [\$/kWh]	0.0598
PBP_t [yıl]	4.1505
PBP_{ts} [yıl]	4.4626

3.3.2. RORC Sistemi ile Atık Isı Geri Kazanımı

Bu bölümde RORC sistemi kullanılarak W_{net} ve EPC amaç fonksiyonlarının kullanıldığı çok amaçlı optimizasyon çalışmasının sonuçları sunulmuştur. Her bir iş akışkanı için çok amaçlı GKA kullanılarak yapılan optimizasyon işlemi sonucunda elde edilen pareto çözümler Şekil 96'da gösterilmiştir.

Şekil 96 incelendiğinde her bir iş akışkanı için W_{net} arttıkça EPC değerinin de arttığı görülmektedir. Birbiriyle çatışan bu iki amaç fonksiyonu kullanılarak elde edilen pareto çözümler, optimizasyon sonucunda herhangi bir çözüm adayı tarafından baskılanmamış çözümler olup her biri, aday çözüm olarak kabul edilmektedir. ORC tesisinin kurulabilmesi için pareto optimal çözümlerden her bir iş akışkanı için nihai tek çözümün belirlenmesi gerekmektedir. Bu amaç doğrultusunda Bölüm 2.8'de açıklandığı gibi her bir iş akışkanı için pareto çözümlerin ideal noktaya olan uzaklıkları hesaplanarak en yakın mesafeye sahip çözüm adayı nihai çözüm olarak belirlenmiş ve Tablo 48'de sunulmuştur.



Şekil 96. RORC sistemi için elde edilen pareto çözümler

Tablo 48. RORC sistemi ile elde edilen optimum değerler

İş akışkanı	Karar Değişkenleri					Amaç Fonksiyonları	
	P_e [Pa]	$T_{t,in}$ [K]	T_c [K]	$\Delta T_{PP,c}$ [K]	ϵ_{rec} [-]	W_{net} [kW]	EPC [\$/kWh]
R22	4740500	461.780	307.240	5.000	0.887	334.399	0.0685
R123	2700000	461.780	307.368	5.000	0.838	457.973	0.0559
R124	3443080	461.780	307.054	5.063	0.879	395.326	0.0625
R142b	3852250	461.780	307.533	5.000	0.865	416.203	0.0595
R134a	3856316	461.780	307.207	5.000	0.893	353.226	0.0668
RC318	2638625	461.780	307.667	5.000	0.904	379.476	0.0670
R236ea	3249000	461.780	307.340	5.000	0.898	428.080	0.0606
R245fa	3468450	461.780	307.172	5.000	0.858	439.577	0.0570
R1234yf	3213090	452.429	306.511	5.007	0.896	328.309	0.0711
R1234ze[E]	3454208	461.780	308.150	5.009	0.886	368.229	0.0650

Tablo 48 incelendiğinde en yüksek W_{net} ve en düşük EPC değeri R123 iş akışkanı kullanıldığı durumda elde edilmiştir. R123 için W_{net} ve EPC sırasıyla 457.973 kW ve 0.0559 \$/kWh olarak hesaplanmıştır. Termo-ekonomik olarak değerlendirildiğinde R123 iş akışkanından sonra sırasıyla R245fa ve R236ea en etkili iş akışkanları olarak tespit edilmiştir.

Optimizasyon sonucu elde edilen veriler kullanılarak termo-ekonomik kriterlere, tehlike ve çevre kriterleri eklenerek temel ORC sisteminde yapıldığı gibi kapsamlı değerlendirme yapılmıştır. Kapsamlı değerlendirme süreci gri ilişkisel analizi ile gerçekleştirilmiştir. Dolayısıyla ilk olarak verilerin, ilgili kriterlere göre normalizasyonu yapılmış ve Tablo 49'da sunulmuştur. Normalizasyon işlemine tabi tutulan veriler kullanılarak her bir iş akışkanı için gri ilişkisel katsayılar hesaplanmıştır. Son olarak gri ilişkisel katsayıların ağırlıklı ortalaması alınarak gri ilişkisel dereceleri hesaplanmış ve Tablo 50'de verilmiştir.

Tablo 49. RORC sistemi için kapsamlı değerlendirme

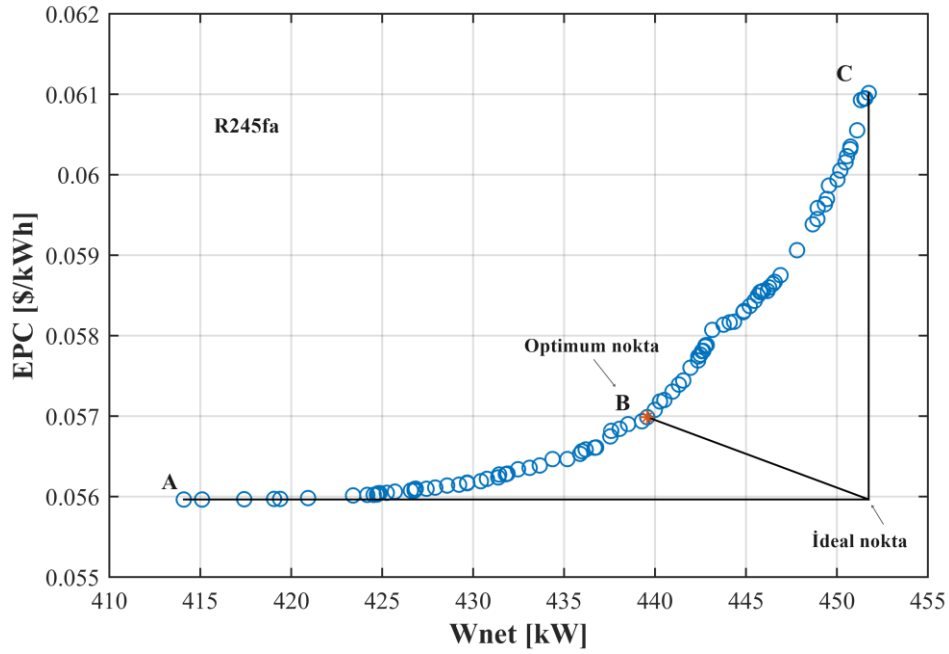
İş Akışkanı	Termo-Ekonomik Kriter		Tehlike Kriteri			Çevre Kriteri	
	Wnet	EPC	HH	PH	FH	GWP	ODP
R22	0.047	0.1718	1	0	1	2	1
R123	1.000	1.0000	2	0	1	1	1
R124	0.517	0.5680	1	0	1	1	1
R142b	0.678	0.7660	1	0	1	3	1
R134a	0.192	0.2857	1	0	1	2	0
RC318	0.395	0.2685	1	2	0	4	0
R236ea	0.769	0.6932	1	1	0	2	0
R245fa	0.858	0.9291	2	1	0	1	0
R1234yf	0.000	0.0000	1	0	2	0	0
R1234ze[E]	0.308	0.4007	1	0	2	0	0

Tablo 50. RORC sistemi için gri ilişkisel derece değerleri ve sıralaması

İş akışkanı	Gri İlişkisel Derece	Sıralama
R245fa	0.09466	1
R123	0.08796	2
R236ea	0.08620	3
R1234ze[E]	0.08534	4
R1234yf	0.08102	5
R134a	0.07557	6
RC318	0.07112	7
R124	0.07038	8
R142b	0.06992	9
R22	0.06015	10

Kapsamlı değerlendirme stratejisiyle yapılan analiz sonucunda RORC sistemi ile atık ısı geri kazanım sistemi için nihai iş akışkanı R245fa olarak belirlenmiştir. Yalnızca termo-ekonomik olarak değerlendirme yapıldığında R123 iş akışkanı en etkili iş akışkanı iken kapsamlı değerlendirme sonucunda ikinci sıraya gerilemiştir. Bu gerilemedeki, ODP değerinin sıfırdan büyük olması en büyük etmen olarak karşımıza çıkmaktadır.

Sonuç olarak RORC ile atık ısı geri kazanım sistemi için en uygun iş akışkanı R245fa olarak belirlenmiştir. Daha önce değinildiği gibi R245fa iş akışkanının ile yapılan çok amaçlı optimizasyon sonucu elde edilen pareto çözümlerden, nihai iş çözümünün elde edilmesi için Öklid uzaklık yaklaşımı kullanılmıştır. R245fa iş akışkanı için elde edilen pareto çözümler ve nihai çözüm ayrıntılı olarak Şekil 97’de verilmiştir.



Şekil 97. RORC sisteminde R245fa için pareto çözümler ve optimum nokta

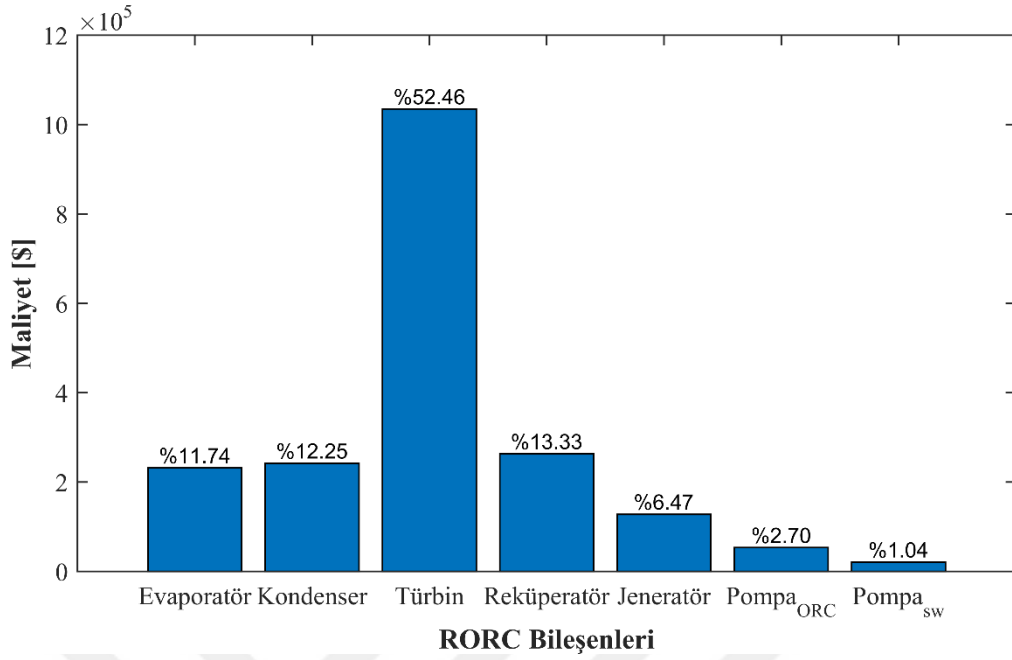
Şekil 97 incelendiğinde A ve C noktaları, ideal çözümün bileşenlerini oluşturmaktadır. Gerçekte ideal noktaya ulaşmak mümkün olmamakla beraber bu noktaya en yakın nokta optimum çözüm olarak kabul edilmektedir. Dolayısıyla şekilde görülen B noktası nihai çözüm olarak alınmıştır. A, B ve C noktalarına ait termodinamik ve ekonomik veriler Tablo 51’de gösterilmiştir.

Tablo 51. R245fa iş akışkanı için pareto çözümler üzerindeki önemli noktalar

Parametre	A noktası	B noktası	C noktası
W_{net} [kW]	414.0978	439.5772	451.7465
EPC [\$/kWh]	0.055965	0.056987	0.061014
Ekserji verimi [%]	54.00119	57.29885	58.9251
Isıl verim [%]	16.84077	17.87698	18.37189
Toplam maliyet [\$]	1824931	1972613	2170482

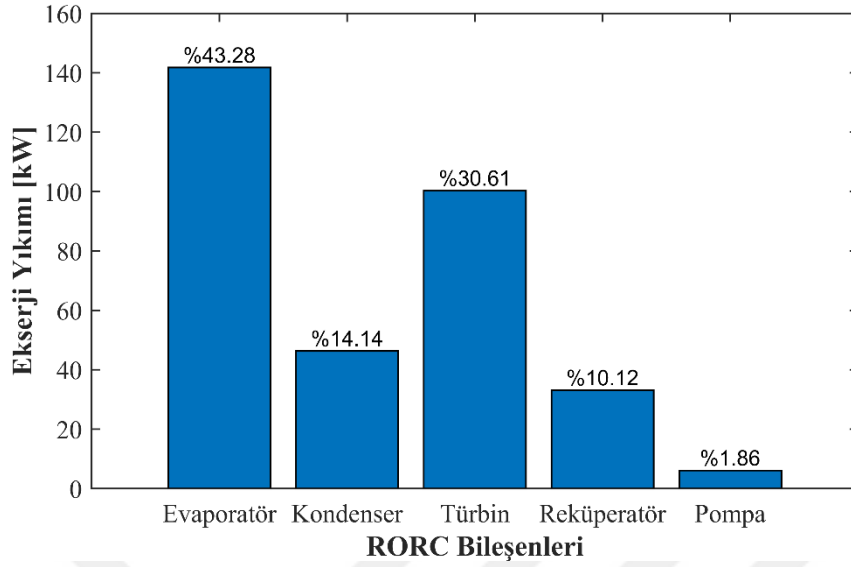
Bir ORC tesisi kurulurken EPC'nin minimum W_{net} 'in maksimum olması istenmektedir. Burada EPC'nin minimum değeri A noktası iken maksimum değeri C noktasındadır. Buna karşın W_{net} 'in maksimum değeri C noktasında elde edilirken minimum değeri A noktasında elde edilmektedir. Ekserji verimi, ısı verim ve toplam maliyet A noktasından C noktasına gittikçe artmaktadır. Sonuç olarak termodinamik açıdan C noktası en uygun olurken ekonomik açıdan A noktası en uygun çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu iki kriter aynı anda sağlanamayacağı için belirli ölçüde ödünleşim yapılarak B noktası optimum nihai çözüm olarak belirlenmiştir.

Elde edilen nihai çözümün ayrıntılı maliyet analizi Şekil 98'de verilmiştir. ORC sistemi için en yüksek maliyet 1034874.47 \$ ile türbine ait olup türbinin toplam sistem içindeki payı % 52.46 olarak hesaplanmıştır. Evaporatör ve kondenserin maliyetleri sırasıyla 231648.38 \$ ve 241704.97 \$ olup %11.74 ve %12.25 paya sahiptir. RORC sistemi için kullanılan reküperatörün maliyeti 262915.38 \$ olup toplam maliyet içindeki payı %13.33'tür. Dolayısıyla ısı değiştiricilerin toplam sistem içindeki payı %37.32 olarak karşımıza çıkmaktadır. Türbinden elde edilen enerjiyi elektrik enerjisine dönüştüren jeneratörün maliyeti ise 127649.21 \$ olup toplam maliyet içinde %6.47'lik bir paya sahiptir. Son olarak iş akışkanı ve deniz suyu pompalarının maliyetleri sırasıyla 53225.74 \$ ve 20594.62 \$ olup toplam maliyet içindeki payları %2.7 ve %1.04 olarak hesaplanmıştır.



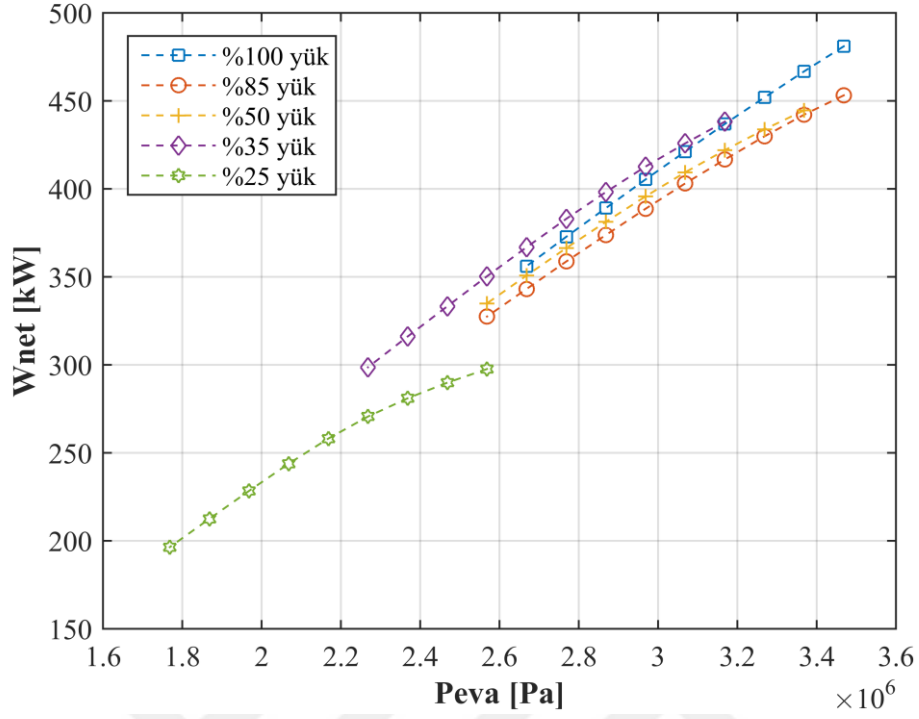
Şekil 98. RORC sistem bileşenlerinin maliyetleri

ORC sistemindeki her bir bileşene ait ekserji yıkımlarının ayrıntılı gösterimi Şekil 99'da verilmiştir. ORC sistemi için en yüksek ekserji yıkımı 141.78 kW ile evaporatör ait olup evaporatörün toplam ekserji yıkımı içindeki payı %43.28 olarak hesaplanmıştır. Evaporatörden sonra en yüksek ekserji yıkımı 100.28 kW ile türbine ait olup toplam ekserji yıkımı içinde %30.61'lik bir paya sahiptir. Kondenserin ekserji yıkımı 46.31 kW olarak hesaplanmış olup toplam payı ise %14.14 olarak belirlemiştir. Reküperatörün ekserji yıkımı ise 33.14 kW olup toplam payı %10.12'dir. ORC sistemi içindeki en düşük ekserji yıkımı pompada 6.08 kW olarak hesaplanmış olup toplam ekserji yıkımındaki payı yalnızca %1.86'dır.

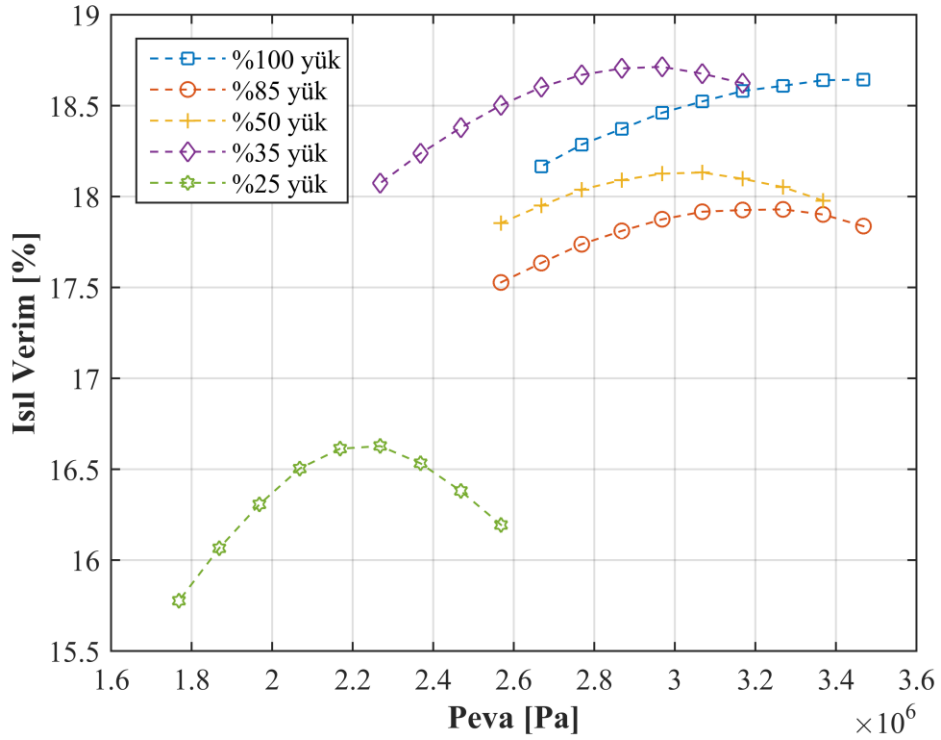


Şekil 99. RORC sistem bileşenlerinin ekserji yıkımları

Böylece R245fa iş akışkanı ile RORC sisteminin tasarım çalışma koşulu için analizler tamamlanmış olup tasarım dışı çalışma koşullarındaki performansı için tasarım dışı analiz gerçekleştirilmiştir. Tasarım dışı analizler yapılırken temel ORC’de olduğu gibi RORC sisteminde de aynı kısıtlar bulunmaktadır. Belirli bir evaporatör basıncında, tasarım şartı için hesaplanan ısı değiştirici alanlarının, tasarım dışı şartlardaki ile aynı olabilmesi için türbin giriş sıcaklığı (T_1), ϵ_{rek} ve $\Delta T_{pp,con}$ parametreleri iteratif çözüm yöntemi ile hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar neticesinde tasarım dışı çalışma şartları için W_{net} ve ısı verim değerlerinin P_{eva} ’ya göre değişimleri sırasıyla Şekil 100 ve Şekil 101’de gösterilmiştir. Şekiller incelendiğinde, tüm tasarım dışı çalışma şartları için P_{eva} arttıkça W_{net} ve ısı verim beklenen şekilde arttığı görülmektedir.

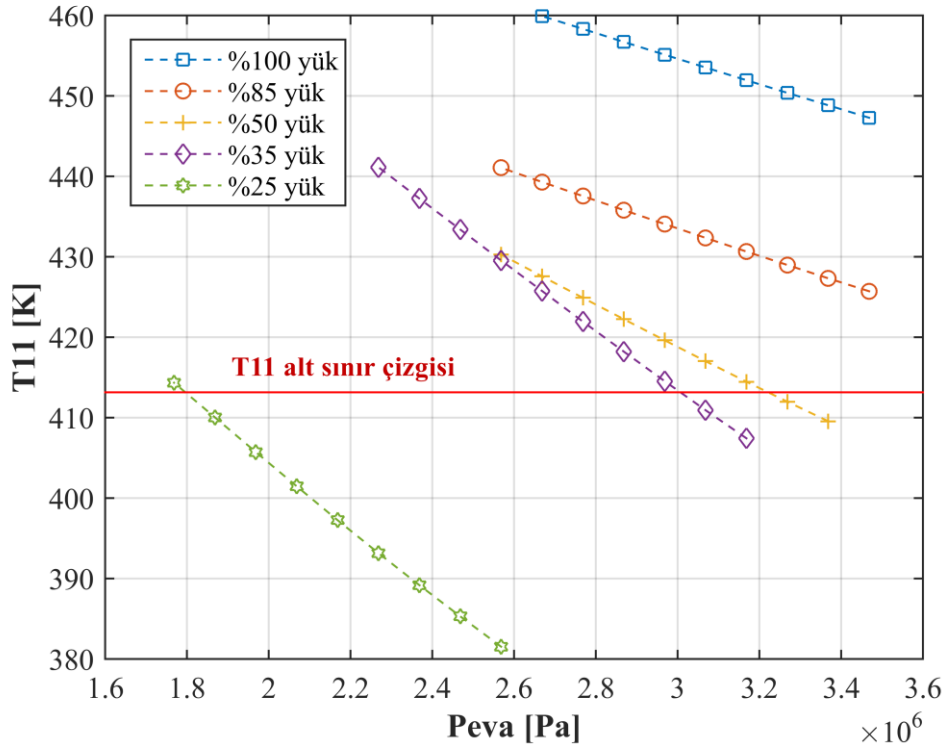


Şekil 100. RORC'nin tasarım dışı çalışma şartları için W_{net} değişimi



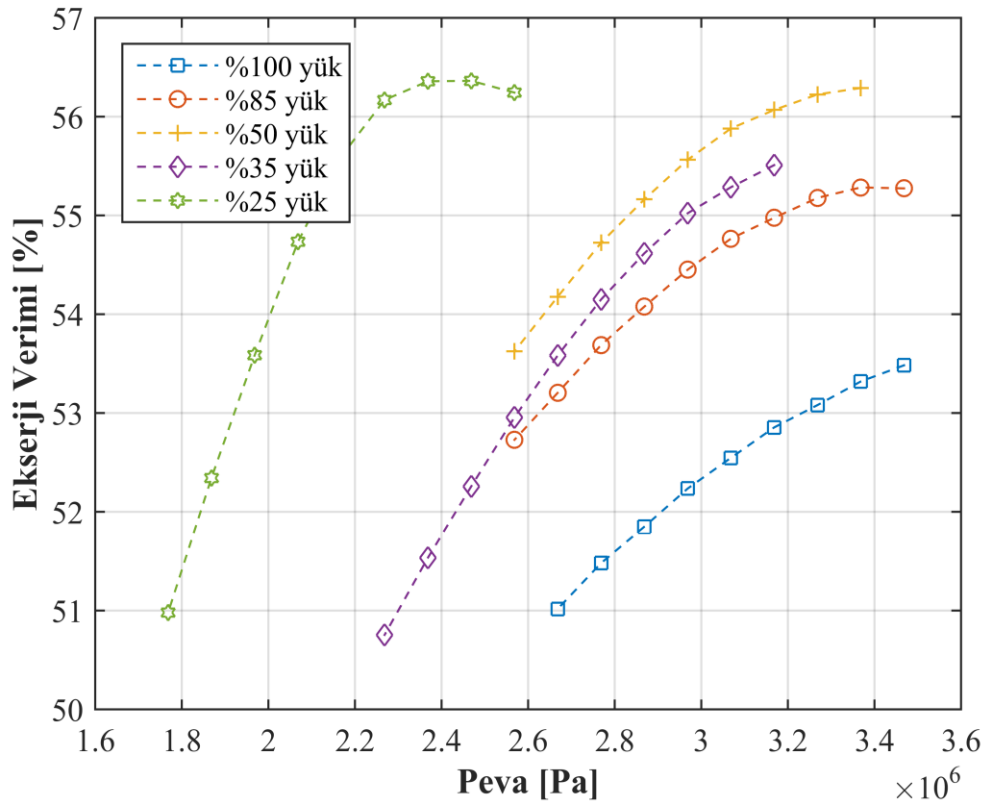
Şekil 101. RORC'nin tasarım dışı çalışma şartları için ısı verimliliği değişimi

Şekil 102’de tasarım dışı çalışma şartları için T_{11} ’in değişimi görülmektedir. Evaporatör basıncı arttıkça egzoz gazının evaporatörden çıkış sıcaklığı T_{11} düşmektedir. Dolayısıyla asit korozyon sınırı kontrol edilmelidir. Ana makinenin %100 ve %85 çalışma şartları için T_{11} değeri, sınır değerinden oldukça üstünde olup herhangi bir sorun doğurmamaktadır. Bununla beraber diğer çalışma şartları için bu sınırın ihlal edildiği evaporatör basınç değerleri bulunmaktadır. %50, %35 ve %25 ana makine çalışma şartlarından egzoz gazı debisi tasarım şartı olan %65 çalışma şartına göre düşük olup evaporatördeki ısı değişim miktarı göz önüne alındığında egzoz çıkış sıcaklığı tasarım şartına göre düşük kalmaktadır. Tasarım çalışma şartı için nihai hedef W_{net} değerini maksimum yapılmasıdır. Dolayısıyla %100 ve %85 makine yükü için W_{net} değerinin maksimum değeri, izin verilen en yüksek evaporatör basınç değerinde elde edilebilirken %50 %35 ve %25 ana makine çalışma şartları için W_{net} değerinin maksimum değeri, egzoz çıkış sıcaklığı dikkate alınarak mümkün olan en yüksek evaporatör basınç değerinde elde edilebilmektedir. Dolayısıyla bu çalışma şartlarında T_{11} kısıtı sebebiyle W_{net} değeri, ulaşacağı maksimum değerlerinden daha düşük olacaktır.



Şekil 102. RORC'nin tasarım dışı çalışma şartları için T_{11} değişimi

Ana makine tasarım dışı çalışma şartları için evaporatör basıncına göre ekserji verimleri Şekil 103'te gösterilmiştir. Evaporatör basıncının artmasıyla artış gösteren ekserji verimleri, yüksek basınç değerlerinde azalma eğilimine girmiştir. Ekserji verimi bilindiği gibi net iş ve toplam ekserji yıkımı olmak üzere iki temel parametreye bağlıdır. Şekil 100'de görüldüğü gibi evaporatör basıncı arttıkça net iş de artmaktadır. Bununla beraber sistemdeki toplam ekserji yıkımı net işin artış oranından daha fazla artarak yüksek basınç değerlerinde ekserji veriminin düşmesine sebep olmaktadır.



Şekil 103. RORC'nin tasarım dışı çalışma şartları için ekserji verimi değişimi

Sonuç olarak kısıtlara uyarak W_{net} 'nin maksimum olduğu nihai tasarım dışı çalışma şartlarına ait termodinamik sonuçlar Tablo 52'de sunulmuştur. Burada en yüksek W_{net} değeri %100 makine yükü için 481.018 kW olarak hesaplanmıştır. Ekserji verimi tasarım çalışma şartı yani %65 makine yükünde %57.299 değeri ile maksimum olarak elde edilmiştir. Isıl verimin en yüksek değeri ise %35 makine yükünde %18.702 olarak belirlenmiştir.

Tablo 52. RORC için tasarım ve tasarım dışı çalışma şartlarının termodinamik performansı

Makine	P_{eva}	W_{net}	Ekserji verimi	Isıl verim
Yükü %]	[Pa]	[kW]	[%]	[%]
25	1795000	200.646	51.320	15.849
35	3005000	417.569	55.122	18.702
50	3221000	428.515	56.190	18.086
65	3468450	439.577	57.299	17.877
85	3468450	453.149	55.274	17.837
100	3468450	481.018	53.483	18.643

Tasarım ve tasarım dışı çalışma şartları için optimizasyon yapıldıktan sonra tam bir seyir analizi yapılmıştır. Bu amaç doğrultusunda Bölüm 1 Şekil 12’de verilen MAN firması tarafından sunulan konteyner gemilerine ait operasyonel profil kullanılmıştır. Ana makine çalışma koşulları ve ilgili ana makine yüklerinde geçirilen süreler dikkate alınarak gerçekleştirilen analizler neticesinde elde edilen termodinamik ve ekonomik göstergeler Tablo 53’te verilmiştir. Net iş tasarım çalışma şartı ($W_{net,t}$) için 439.5772 kW iken tam seyir analizi ile net iş ($W_{net,ts}$) 420.1741 kW’a düşmektedir. Tasarım çalışma şartı için elektrik üretim maliyeti (EPC_t) 0.0570 \$/kWh iken tam seyir için bu değer (EPC_{ts}) 0.0596 olarak hesaplanmıştır. RORC atık ısı geri kazanım sisteminin geri ödeme süresi, tasarım çalışma şartı (PBP_t) için 4.2428 yıl olarak hesaplanırken tam seyir analizi ile hesaplanan geri ödeme süresi (PBP_{ts}) 4.4518 yıla çıkmaktadır. Bu analiz, yalnızca tasarım çalışma şartı dikkate alınarak elde edilen sonuçların, operasyonel profil dikkate alınarak tam bir seyir analiz ile elde edilen sonuçlardan oldukça farklı olduğunu göstermektedir. Dolayısıyla daha gerçekçi bir simülasyon için tüm çalışma şartları dikkate alınarak tam bir seyir analizi yapılması büyük önem arz etmektedir.

Tablo 53. Tam seyir analizi ile konteyner gemisinin performansı

Parametre	Değer
$W_{net,t}$ [kW]	439.5772
$W_{net,ts}$ [kW]	420.1741
EPC_t [\$/kWh]	0.0570
EPC_{ts} [\$/kWh]	0.0596
PBP_t [yıl]	4.2428
PBP_{ts} [yıl]	4.4518

3.3.3. Temel ORC ve RORC ile Atık Isı Geri Kazanımı Sistemlerinin Karşılaştırılması

Yukarıda sunulan analizlerde 2200 TEU kapasiteli ve 21.5 knot hızına sahip feeder sınıfı bir konteyner gemisi için en uygun ORC tabanlı atık ısı geri kazanım sistemi araştırılmıştır. Bu amaç doğrultusunda hem temel ORC hem de RORC sistemleri için analizler gerçekleştirilmiştir. Her iki sistem için farklı iş akışkanları kullanılarak kapsamlı değerlendirme sonucu en uygun iş akışkanı belirlenmiş ve en uygun tasarım dışı çalışma koşulları tespit edilmiştir. Son olarak ilgili çalışma koşullarında geçirilen süreler dikkate alınarak tam bir seyir analizi yapılmıştır. Temel ORC ve RORC için elde edilen sonuçlar Tablo 54'te karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Tablo 54. Temel ORC ve RORC sistemlerinin karşılaştırılması

	Temel ORC	RORC
$W_{net,ts}$ [kW]	323.8666	420.1741
Toplam maliyet [\$]	1523950	1972613
EPC_{ts} [\$/kWh]	0.0598	0.0596
PBP_{ts} [yıl]	4.4626	4.4518

Tablo 54'ten görüldüğü gibi net iş açısından RORC sistemi önemli ölçüde avantajlı görünmektedir. RORC sistemi temel ORC'ye göre %29.74 daha fazla yararlı iş üretmiştir. Buna karşın toplam maliyet açısından RORC sistemi dezavantajlı görülmektedir. RORC sisteminin toplam maliyeti temel ORC sisteminin göre %29.44 daha yüksektir. Fakat toplam

maliyet tek başına anlamlı olmadığı için EPC ve PBP değerleri incelenmelidir. EPC ve PBP değerleri açısından RORC sistemini daha avantajlı olduğu görülmektedir.

ORC atık ısı geri kazanım tesisinin yıllık ve toplam tesis ömrü boyunca sağlayacağı fayda, yakıt kazanç analizinin yapılması ile anlaşılabilir. Daha önce değinildiği gibi ORC tesisinden elde edilen enerji, geminin elektrik ihtiyacını karşılamak için kullanılmaktadır. Dolayısıyla gemideki dizel jeneratörler daha az oranda çalışarak hem yakıt kazancı sağlayacak hem de çevre kirliliğinin önlenmesi açısından önemli katkılar sağlayacaktır. Dolayısıyla ortalama bir dizel jeneratörün yakıt tüketiminin 0.187 kg/kWh ve ORC tesisinin yıllık çalışma süresinin 7500 saat olduğu göz önüne alınırsa temel ORC ve RORC sistemlerinin yıllık yakıt kazancı aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$\text{Yıllık yakıt kazancı}_{TORC} = 323.866 \text{ kW} \times 0.187 \frac{\text{kg}}{\text{kWsaat}} \times 7500 \frac{\text{saat}}{\text{yıl}} = 454.22 \text{ ton/yıl}$$

$$\text{Yıllık yakıt kazancı}_{RORC} = 420.1741 \text{ kW} \times 0.187 \frac{\text{kg}}{\text{kWsaat}} \times 7500 \frac{\text{saat}}{\text{yıl}} = 589.29 \text{ ton/yıl}$$

Toplam tesis ömrü boyunca sağlayacağı yakıt tasarrufu ise toplam tesis ömrü olan 20 yıldan geri ödeme süreleri çıkarılıp yıllık yakıt kazancı ile çarpılarak aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$\text{Toplam yakıt kazancı}_{TORC} = (20 - 4.4626) \text{ yıl} \times 454.22 \text{ ton/yıl} = 7057.44 \text{ ton}$$

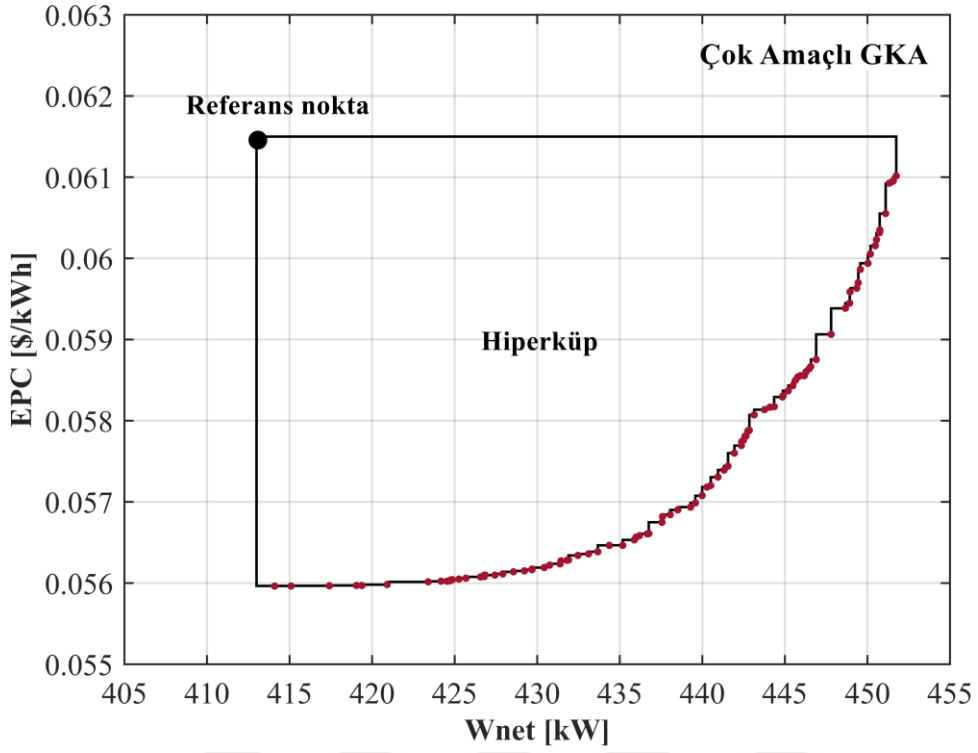
$$\text{Toplam yakıt kazancı}_{RORC} = (20 - 4.4518) \text{ yıl} \times 589.29 \text{ ton/yıl} = 9162.46 \text{ ton}$$

Sonuç olarak net iş çıktısı, geri ödeme süresi, toplam yakıt kazancı ve buna bağlı olarak egzoz emisyonlarını azaltma potansiyeli bakımından RORC sistemi temel ORC sistemine göre oldukça üstün performans sergilemektedir. Dolayısıyla uygulamamıza konu olan konteyner gemisi için en uygun ORC tabanlı atık ısı geri kazanım sistemi R245fa iş akışkanı ile çalışan RORC sistemi olarak belirlenmiştir.

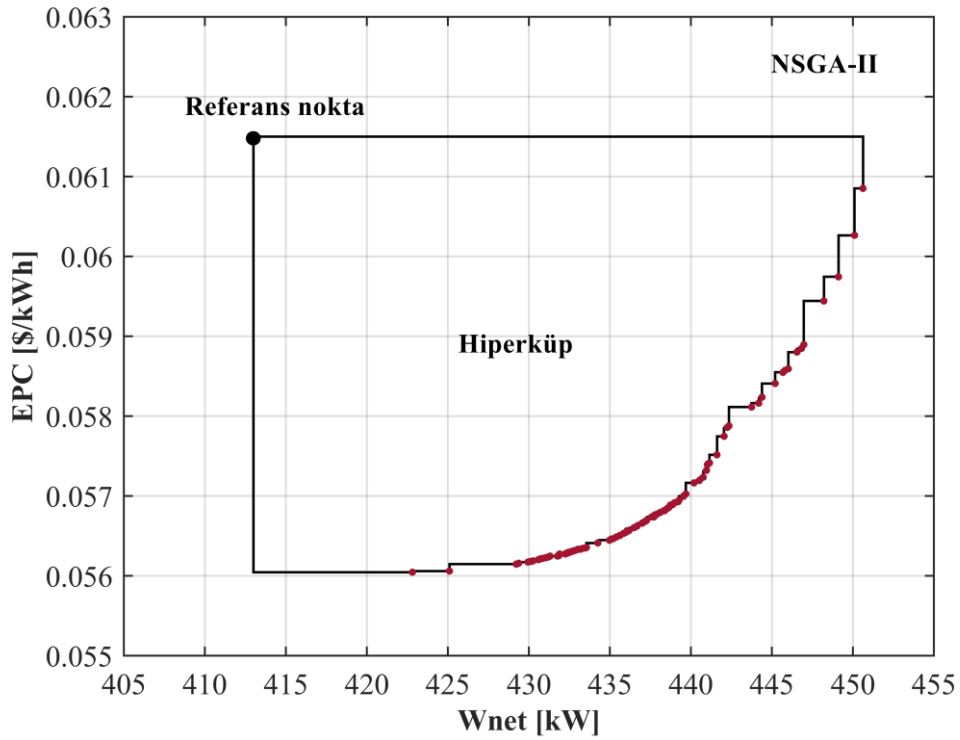
3.3.4. Algoritma Performansı

Bu bölümde, tez çalışmasında kullanılan çok amaçlı GKA ile literatürde en çok kullanılan NSGA-II algoritmasının performans karşılaştırılması yapılmıştır. Bu amaç doğrultusunda R245fa iş akışkanı kullanılmış ve adil bir karşılaştırma yapılabilmesi için amaç fonksiyonu değerlendirme sayısı her iki algoritma için eşit alınmıştır. NSGA-II algoritması için çaprazlama olasılığı %70 ve mutasyon oranı %10 alınmıştır. Burada yapılabilecek en basit analiz, elde edilen pareto çözümlerin baskınlık durumlarının karşılaştırılması olacaktır. Yapılan hesaplama sonucunda GKA algoritma ile elde edilen 16 çözüm NSGA-II algoritması ile elde edilen çözümler tarafından baskılanmıştır. Bu durum, 16 çözümün efektif çözüm olmadığını göstermektedir. NSGA-II algoritma ile elde edilen 24 çözüm ise GKA algoritması ile elde edilen çözümler tarafından baskılanmıştır. Bu analize göre GKA algoritması daha başarılı görünmektedir. Daha güçlü bir performans göstergesi olan hiperküp performans metriği ile yapılan analizler sonucunda elde edilen hiperküp, Şekil 104 ve Şekil 105'te verilmiştir. GKA ile elde edilen hiperküp değeri 0.1747 iken NSGA-II ile elde edilen hiperküp değeri 0.1713 olarak hesaplanmıştır. Bu performans metriğine göre de GKA algoritması daha üstün olarak görülmektedir. Dolayısıyla ORC tasarımı için tez çalışması kapsamında kullanılan GKA algoritması, NSGA-II algoritmasına göre daha başarılı sonuçlar üretmiştir.

Bu çalışmasının kapsamında algoritma performans değerlendirmesi bulunmamakla beraber NSGA-II için kullanılan parametreler ve operatörler daha ayrıntılı olarak değerlendirilip, bunun yanında farklı algoritmaların da bu değerlendirmeye katılarak kapsamlı performans analizinin yapılmasının literatüre önemli katkı sağlayacağı düşünülmektedir.



Şekil 104. Çok amaçlı GKA için elde edilen hiperküp



Şekil 105. NSGA-II için elde edilen hiperküp

4. SONUÇLAR

Sunulan tez çalışmasında yapay zeka teknikleri kullanılarak gemi ana makinesinin belirlenmesi ve ORC tabanlı optimum atık ısı geri kazanım sisteminin kurulmasından oluşan iki ana bölüm bulunmaktadır. Gemi ana makinesinin belirlenmesi ise kendi içinde ana makine gücünün tahmin edilmesi ve uygun ana makine modelinin seçilmesi olmak üzere iki alt bölümde incelenmiştir. Dolayısıyla sonuçlar bölümler halinde sunulmuştur. İlk olarak yapay sinir ağları kullanılarak tanker, konteyner ve dökme yük gemileri için geliştirilen güç tahmin modellerinin sonuçları aşağıda özetlenmiştir;

- Konteyner gemisi için geliştirilen güç tahmin modelinde en uygun ağ yapısının 19 gizli nöron ile sağlanmıştır. MAPE değeri; eğitim veri seti için %4.64, doğrulama veri seti için %4.73, test veri seti için %5.55 ve tüm veriler için %4.78 olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak, tüm veri setleri için hata oranları %6'nın altında olup hatanın makul seviyede olduğu görülmektedir. R değeri eğitim veri seti için 0.997, doğrulama veri seti için 0.995, test veri seti için 0.990 ve tüm veriler için 0.995 olarak hesaplanmıştır. R değeri 1'e yakın olup modelin geçerliliği oldukça yüksektir.
- Konteyner gemisi için geliştirilen YSA modelinin kendi alt sınıflarının tamamı için doğru sonuçlar üretip üretmediğini anlamak için ilgili alt sınıflar ait MAPE değerleri hesaplanmış ve geliştirilen modelin konteyner gemisinin tüm alt sınıfları için yüksek doğrulukta sonuçlar ürettiği görülmüştür. Ayrıca Cepowski [100] tarafından sunulan regresyon modeli ile karşılaştırma yapıldığında, YSA modelinin açık bir farkla üstün olduğu görülmektedir. Tüm konteyner gemileri dikkate alındığında YSA modelinin MAPE değeri %4.80 iken Cepowski [100] modelinin MAPE değeri % 13.65 olarak hesaplanmıştır
- Tankerler için geliştirilen güç tahmin modelinde en uygun ağ yapısının 16 gizli nöron ile sağlanmıştır. MAPE değerleri eğitim veri seti için %5.09, doğrulama veri seti için %5.90, test veri seti için %5.99 ve tüm veriler için %5.35 olarak hesaplanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, tüm veri setleri için hata oranları %6'nın altında olup hatanın makul seviyede olduğu söylenebilmektedir. R değeri eğitim veri seti için 0.997, doğrulama veri seti için 0.997, test veri seti için 0.997 ve tüm veriler için 0.997 olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değerler oldukça makul olarak görünmektedir.

- Tankerler için geliştirilen YSA modelinin kendi alt sınıflarının tamamı için doğru sonuçlar üretip üretmediğini anlamak için ilgili alt sınıflar ait MAPE değerleri hesaplanmış ve geliştirilen modelin tankerlerin tüm alt sınıfları için yüksek doğrulukta sonuçlar ürettiği görülmüştür. Ayrıca Cepowski [100] tarafından sunulan regresyon modeli ile karşılaştırma yapıldığında, YSA modelinin açık bir farkla üstün olduğu görülmektedir. Tüm tanker verileri beraber düşünüldüğünde YSA modelinin MAPE değeri %5.35 iken Cepowski [100] modelinin MAPE değeri % 9.11 olarak hesaplanmıştır.
- Dökme yük gemileri için geliştirilen güç tahmin modelinde en uygun ağ yapısınının 16 gizli nöron ile sağlanmıştır. MAPE değerleri eğitim veri seti için %4.90, doğrulama veri seti için %5.14, test veri seti için %5.31 ve tüm veriler için %5.00 olarak hesaplanmıştır. Tüm veri setleri için hata oranları %6'nın altında olup hatanın makul seviyede olduğu görülmektedir. R değeri eğitim veri seti için 0.993, doğrulama veri seti için 0.990, test veri seti için 0.990 ve tüm veriler için 0.992 olarak hesaplanmıştır. R değeri 1'e çok yakın olduğu için modelin geçerliliği oldukça yüksek olarak görülmektedir.
- Dökme yük gemileri için geliştirilen YSA modelinin kendi alt sınıflarının tamamı için doğru sonuçlar üretip üretmediğini anlamak için ilgili alt sınıflar ait MAPE değerleri hesaplanmış ve geliştirilen modelin dökme yük gemileri tüm alt sınıfları için yüksek doğrulukta sonuçlar ürettiği görülmüştür. Ayrıca Cepowski [100] tarafından sunulan regresyon modeli ile karşılaştırma yapıldığında, YSA modelinin açık bir farkla üstün olduğu görülmektedir. Tüm dökme yük gemileri dikkate alındığında YSA modelinin MAPE değeri %4.99 iken Cepowski [100] modelinin MAPE değeri %8.10 olarak hesaplanmıştır.
- Yapılan analizler neticesinde gemilerde ana makine gücünü tahmin etmek için geliştirilen YSA modellerinin, regresyon modellerine göre daha iyi sonuçlar ürettiği görülmektedir. Sonuç olarak YSA modellerinin, gemi ana makine gücünün tahmini gibi karmaşık mühendislik problemlerini modellemede daha üstün olduğu görülmektedir.

Gemi ana makine gücünün tahmini ile ilgili çalışmalar tamamlandıktan sonra gemi ana makine seçimi ile ilgili çalışmaya geçilmiştir. Gemi ana makine seçiminde etkili kriterlerin değerlendirilmesi için Chang [61] tarafından önerilen bulanık tabanlı AHP metodu

kullanılmıştır. 5 karar verici tarafından toplanan cevaplar neticesinde elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir;

- 5 karar verici tarafından her bir değerlendirme toplanarak bir araya getirilmiş ve birleştirilmiş karar matrisleri için tutarlılık analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde tüm karar matrislerinin tutarlılık oranının, maksimum sınır değerinden daha düşük olduğu görülmüştür.
- Ana kriterler arasından en önemlisi, ekonomik özellikler olarak çıkmış ve bunu sırasıyla teknik özellikler ve marka ile ilgili özellikler izlemiştir.
- Teknik özellikler kapsamında bulunan alt kriterler incelendiğinde en önemli kriter, %46'lık bir paya sahip olan kolay işletilebilme olarak belirlenmiştir. Bunu sırasıyla titreşim-gürültü, hacim ve ağırlık izlemiştir.
- Ekonomik ana kriterine ait alt kriterler analiz edildiğinde yakıt tüketimi, en yüksek önem derecesine sahip kriter olarak belirlenmiştir. İkinci olarak bakım maliyeti ve üçüncü olarak ilk yatırım maliyeti önemli kriter olarak karşımıza çıkmaktadır. Son olarak yağ tüketimi %13 ile en az etkiye sahip kriter olarak hesaplanmıştır.
- Marka ile ilgili alt kriterlerin incelendiğinde en önemli kriter, %35'lik önem derecesiyle destek hizmetleri olarak belirlenmiştir. Bunu sırasıyla güvenilirlik, teknolojik altyapı ve zamanında teslim kriterleri izlemiştir.
- Tüm alt kriterler birlikte karşılaştırıldığında ise en önemli kriterin %17.01'lik değerle yakıt tüketimi olduğu görülmektedir. Yakıt tüketiminden sonra ana makinenin kolay işletilebilmesi %16.11'lik bir değerle ikinci en önemli kriter olarak tespit edilmiştir. En az etkiye sahip kriter ise %0.14 değeriyle ana makine ağırlığı çıkmıştır.

Gemi ana makine seçiminde etkili kriterlerin değerlendirmesi yapıldıktan sonra ORC tabanlı atık ısı geri kazanım sistemi ile ilgili çalışmaya geçilmiştir. Bu bağlamda 2200 TEU kapasiteli ve 21.5 knot hızına sahip feeder sınıfı bir konteyner gemisi seçilmiş ve bu gemi için uygulama gerçekleştirilmiştir. Seçilen gemi için gerekli ana makine gücü, konteyner gemileri için YSA kullanılarak geliştirilen güç tahmin modeline göre 21610 kW olarak hesaplanmıştır. Daha sonra ana makine seçiminde etkili olan kriterin önem derecesi dikkate alınarak MAN firmasına ait 8G60ME-C10.5 ana makinesi, ele alınan gemi için uygun ana makine olarak belirlenmiştir. Uygulamanın son bölümde optimum ORC tabanlı atık ısı geri kazanım sistemi, çok amaçlı GKA kullanılarak araştırılmış ve amaç fonksiyonu olarak W_{net} ile EPC ifadeleri kullanılmıştır. R22, R123, R124, R142b, R134a, RC318, R236ea, R245fa,

R1234yf ve R1234ze[E] iş akışkanları kullanılarak hem temel ORC hem de RORC sistemi için yapılan analizlerin sonuçları aşağıda özetlenmiştir;

- Çok amaçlı GKA kullanılarak yapılan optimizasyon işlemi sonucunda elde edilen pareto çözümler için öklid uzaklığı ifadesi kullanılarak her bir iş akışkanı için nihai çözümler elde edilmiştir. Bu çözümler incelendiğinde termo-ekonomik olarak en etkili iş akışkanı R123 olarak tespit edilmiş bunu sırasıyla R245fa ve R142b iş akışkanları izlemiştir.
- Termo-ekonomik kriterlere, tehlike ve çevre kriterleri eklenerek yapılan kapsamlı değerlendirme sonucunda ise en uygun iş akışkanının R245fa olduğu belirlenmiştir. R245fa iş akışkanı kullanılarak gerçekleştirilen temel ORC sistemi için maliyet değerlendirmesi yapıldığında en yüksek maliyet 919794.92 \$ ile türbine ait olduğu görülmüştür. Sistemdeki ısı değiştiricileri olan evaporatör ve kondenserin maliyetleri sırasıyla 205251.64 \$ ve 230902.27 \$ olarak hesaplanmıştır. Türbinden elde edilen enerjiyi elektrik enerjisine dönüştüren jeneratörün maliyeti ise 102121.46 \$ olarak elde edilmiştir. Son olarak iş akışkanı ve deniz suyu pompalarının maliyetleri sırasıyla 48340.44 \$ ve 18021.63 \$ olarak hesaplanmıştır.
- R245fa iş akışkanının kullanıldığı temel ORC için ekserji analizi sonuçlarına göre en yüksek ekserji yıkımı 240.20 kW ile evaporatörde meydana gelmiştir. Evaporatörden sonra en yüksek ekserji yıkımı 95.76 kW ile kondenserde meydana gelmiştir. Türbinin ekserji yıkımı 80.99 kW olarak hesaplanırken, en düşük ekserji yıkımı ise pompada 5 kW olarak hesaplanmıştır.
- Temel ORC için R245fa iş akışkanı kullanılarak tasarım çalışma koşulu için yapılan analizlerden sonra tasarım dışı çalışma koşulları için analizler gerçekleştirilmiş ve konteyner gemisine ait operasyonel profil kullanılarak termodinamik ve ekonomik hesaplamalar yapılmıştır. Net iş tasarım çalışma şartı için 346.6961 kW olarak hesaplanırken tam seyir analizi için net iş 323.8666 kW olarak elde edilmiştir. Tasarım çalışma şartı için elektrik üretim maliyeti 0.0558 \$/kWh iken tam seyir için bu değer 0.0598 \$/kWh olarak hesaplanmıştır. Temel ORC atık ısı geri kazanım sisteminin geri ödeme süresi, tasarım çalışma şartı için 4.1505 yıl olarak hesaplanırken tam seyir analizi ile hesaplanan geri ödeme süresi 4.4626 yıla çıkmaktadır. Dolayısıyla daha gerçekçi bir simülasyon için tüm çalışma şartları dikkate alınarak tam bir seyir analizi yapılmasının büyük önem arz taşıdığı görülmüştür.

- Temel ORC için yapılan analizlerden sonra RORC sisteminin kullanıldığı atık ısı geri kazanım sistemi için analizlere geçilmiştir. Benzer şekilde çok amaçlı GKA kullanılarak yapılan optimizasyon işlemi sonucunda elde edilen pareto çözümler için öklid uzaklığı ifadesi kullanılarak her bir iş akışkanı için nihai çözümler elde edilmiştir. Bu çözümler incelendiğinde termo-ekonomik olarak en etkili iş akışkanı R123 olarak tespit edilmiş bunu sırasıyla R245fa ve R236ea iş akışkanları izlemiştir.
- Termo-ekonomik kriterlere, tehlike ve çevre kriterleri eklenerek yapılan kapsamlı değerlendirme sonucunda ise en uygun iş akışkanının R245fa olduğu belirlenmiştir. R245fa iş akışkanı kullanılarak gerçekleştirilen RORC sistemi için maliyet değerlendirmesi yapıldığında en yüksek maliyet 1034874.47 \$ ile türbine ait olduğu görülmüştür. Sistemdeki ısı değiştiricileri olan evaporatör, kondenserin ve reküperatörün maliyetleri sırasıyla 231648.38 \$, 241704.97\$ ve 262915.38 olarak hesaplanmıştır. Türbinden elde edilen enerjiyi elektrik enerjisine dönüştüren jeneratörün maliyeti ise 127649.21 \$ olarak elde edilmiştir. Son olarak iş akışkanı ve deniz suyu pompalarının maliyetleri sırasıyla 53225.74 \$ ve 20594.62 \$ olarak hesaplanmıştır.
- R245fa iş akışkanının kullanıldığı RORC için ekserji analizi sonuçlarına göre en yüksek ekserji yıkımı 141.78 kW ile evaporatörde meydana gelmiştir. Evaporatörden sonra en yüksek ekserji yıkımı 100.28 kW ile türbinde meydana gelmiştir. Kondenser ve reküperatörün ekserji yıkımları sırasıyla 46.31 kW ve 33.14 kW olarak hesaplanmıştır. ORC sistemi içindeki en düşük ekserji yıkımı ise pompada 6.08 kW olarak hesaplanmıştır.
- RORC için R245fa iş akışkanı kullanılarak tasarım çalışma koşulu için yapılan analizlerden sonra tasarım dışı çalışma koşulları için de analizler gerçekleştirilmiş ve konteyner gemisine ait operasyonel profil kullanılarak termodinamik ve ekonomik hesaplamalar yapılmıştır. Net iş tasarım çalışma şartı için 439.5772 kW olarak hesaplanırken tam seyir analizi için net iş 420.1741 kW olarak elde edilmiştir. Tasarım çalışma şartı için elektrik üretim maliyeti 0.0570 \$/kWh iken tam seyir için bu değer 0.0596 \$/kWh olarak hesaplanmıştır. RORC atık ısı geri kazanım sisteminin geri ödeme süresi, tasarım çalışma şartı için 4.2428 yıl olarak hesaplanırken tam seyir analizi ile hesaplanan geri ödeme süresi 4.4518 yıla çıkmaktadır. Dolayısıyla daha gerçekçi bir simülasyon için tüm çalışma şartları dikkate alınarak tam bir seyir analizi yapılmasının büyük önem arz taşıdığı görülmüştür.

- Temel ORC ve RORC sistemi ile elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında net iş açısından RORC sistemi, temel ORC'ye göre %29.74 daha fazla yararlı iş ürettiği görülmüştür. Ayrıca EPC ve PBP değerleri de RORC sisteminin daha avantajlı olduğunu göstermiştir. Toplam tesis ömrü ve geri ödeme süreleri dikkate alındığında temel ORC'nin toplam yakıt kazancının 7057.44 ton olduğu, RORC'un yakıt kazancının ise 9162.46 ton olduğu görülmektedir. Sonuç olarak net iş çıktısı, geri ödeme süresi, toplam yakıt kazancı ve buna bağlı olarak egzoz emisyonlarını azaltma potansiyeli bakımından RORC sisteminin, temel ORC sistemine göre oldukça üstün performans sergilediği görülmüştür.
- Tezin son bölümünde çok amaçlı GKA ile literatürde en çok kullanılan NSGA-II algoritmasının performans karşılaştırılması yapılmış ve çok amaçlı GKA algoritmasının daha üstün olduğu görülmüştür.

5. ÖNERİLER

1. Gemi ana makine gücünün tahmini ile ilgili olarak konteyner, tanker ve dökme yük gemileri haricindeki farklı gemi türleri için benzer bir çalışma yapılabilir. Böylece diğer gemi türleri için de modeller elde edilerek YSA ile tüm gemi türleri için ana makine gücü tahmini yapılabilir.
2. Bu çalışmada gemi ana makine seçimini etkileyen kriterlerin önem dereceleri bulanık AHP metodu ile değerlendirilmiş fakat alternatif modeller arasından seçim sürecinin uygulaması yapılmamıştır. Marka imajları saklı tutularak değişik marka ve modellerde alternatiflerin kullanıldığı uygulamalar yapılabilir.
3. Atık ısı geri kazanım sistemi kurulmasının uygulama bölümünde örnek olarak konteyner gemisi ele alınmıştır. Farklı gemi türleri ve operasyonel profilleri de ele alınarak uygulamalar yapılabilir.
4. Sunulan çalışmada en çok kullanılan 10 iş akışkanı kullanılmıştır. Bununla beraber literatürde onlarca iş akışkanı bulunmaktadır. Dolayısıyla iş akışkanlarının sayısı artırılarak daha kapsamlı çalışmalar yapılabilir.
5. Sunulan çalışmada ısı değiştirici olarak gövde borulu ısı değiştiricileri kullanılmıştır. Bununla beraber plakalı ısı değiştiricilerinin (plate heat exchanger) kullanıldığı çalışmalar da mevcuttur. Bu iki ısı değiştirici tipinin performans karşılaştırmasının gerçekleştirildiği çalışmalar yapılabilir.
6. Atık ısı geri kazanım sistemi için temel ORC ve RORC sistemleri kullanılmıştır. ORC'nin KC ve güç türbini gibi diğer atık ısı geri kazanım sistemleri ile beraber kullanıldığı kombine sistemler kurularak uygulamalar yapılabilir.
7. Çalışmanın optimizasyon bölümünde yalnızca ORC sisteminin temel parametreleri optimize edilmiş ısı değiştirici tasarımı sabit olarak değerlendirilmiştir. Optimizasyon çalışmasına, ısı değiştiricisi tasarımı da eklenerek çalışmalar genişletilebilir.
8. ORC optimizasyon için çok amaçlı GKA kullanılmıştır. Bununla beraber literatürde çok farklı algoritmalar bulunmaktadır. Dolayısıyla farklı algoritmalarının kullanıldığı çalışmalar yapılarak algoritma performansları değerlendirilebilir.

6. KAYNAKLAR

1. Mondejar, M., Andreasen, J., Pierobon, L., Larsen, U., Thern, M., ve Haglind, F., A Review of the Use of Organic Rankine Cycle Power Systems for Maritime Applications, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 91 (2018) 126-151.
2. Yang, M.H. ve Yeh, R.H., Thermodynamic and Economic Performances Optimization of an Organic Rankine Cycle System Utilizing Exhaust Gas of a Large Marine Diesel Engine, Applied Energy, 149 (2015) 1-12.
3. Song, J., Song, Y., ve Gu, C.W., Thermodynamic Analysis and Performance Optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) Waste Heat Recovery System for Marine Diesel Engines, Energy, 82 (2015) 976-985.
4. Smith, T., Jalkanen, J., Anderson, B., Corbett, J., Faber, J., Hanayama, S., O'keeffe, E., Parker, S., Johansson, L., ve Aldous, L., Third IMO greenhouse gas study 2014, Int. Marit. Organ., 327, 2014.
5. Andreasen, J.G., Meroni, A., ve Haglind, F., A Comparison of Organic and Steam Rankine Cycle Power Systems for Waste Heat Recovery on Large Ships, Energies, 10 (2017) 547.
6. Mondejar, M.E., Ahlgren, F., Thern, M., ve Genrup, M., Quasi-Steady State Simulation of an Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery in a Passenger Vessel, Applied Energy, 185 (2017) 1324-1335.
7. Man Diesel & Turbo, Soot Deposits and Fires in Exhaust Gas Boilers, Technical Report, 2014.
8. Man Diesel & Turbo, Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI, Copenhagen, Denmark. 2014b, MAN Diesel, Augsburg, Germany, 2012.
9. MAN Energy Solutions, Propulsion of 46,000-50,000 dwt MR Tankers, 2019.
10. MAN Energy Solutions, Propulsion of 2,200 - 3,000 TEU Container Vessels, 2019.
11. MAN Energy Solutions, Propulsion of 14,000 TEU Container Vessels, 2018.
12. Shu, G., Liu, P., Tian, H., Wang, X., ve Jing, D., Operational Profile Based Thermal-Economic Analysis on an Organic Rankine Cycle using for Harvesting Marine Engine's Exhaust Waste Heat, Energy Conversion and Management, 146 (2017) 107-123.
13. Man Diesel & Turbo, Basic Principles of Ship Propulsion, Technical Report, 2018.
14. Singh, D.V. ve Pedersen, E., A Review of Waste Heat Recovery Technologies for Maritime Applications, Energy Conversion and Management, 111 (2016) 315-328.

15. De la Fuente, S.S., Roberge, D., ve Greig, A.R., Safety and CO₂ Emissions: Implications of Using Organic Fluids in a Ship's Waste Heat Recovery System, Marine Policy, 75 (2017) 191-203.
16. Man Diesel & Turbo, Thermo Efficiency System for Reduction of Fuel Consumption and CO₂ Emission, MAN Diesel & Turbo. Copenhagen, (2014) 16.
17. Zhu, S., Zhang, K., ve Deng, K., A Review of Waste Heat Recovery From the Marine Engine with Highly Efficient Bottoming Power Cycles, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 120 (2020) 1-17.
18. Ma, Z., Yang, D., ve Guo, Q., Conceptual Design and Performance Analysis of an Exhaust Gas Waste Heat Recovery System for a 10000 TEU Container Ship, Polish Maritime Research, 19 (2012) 31-38.
19. Benvenuto, G., Trucco, A., ve Campora, U., Optimization of Waste Heat Recovery from the Exhaust Gas of Marine Diesel Engines, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment, 230 (2016) 83-94.
20. Kalina, A.I., Combined Cycle and Waste Heat Recovery Power Systems Based on a Novel Thermodynamic Energy Cycle Utilizing Low-Temperature Heat for Power Generation, 1983 Joint Power Generation Conference: GT papers, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 1983.
21. Shu, G., Liang, Y., Wei, H., Tian, H., Zhao, J., ve Liu, L., A Review of Waste Heat Recovery on Two-Stroke IC Engine Aboard Ships, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 19 (2013) 385-401.
22. Wu, C., Analysis of Waste-Heat Thermoelectric Power Generators, Applied Thermal Engineering, 16 (1996) 63-69.
23. Goldsmid, H.J., Introduction to Thermoelectricity, Springer, 2010.
24. Bell, L.E., Cooling, Heating, Generating Power, and Recovering Waste Heat with Thermoelectric Systems, Science, 321 (2008) 1457-1461.
25. Barma, M., Riaz, M., Saidur, R., ve Long, B., Estimation of Thermoelectric Power Generation by Recovering Waste Heat from Biomass Fired Thermal Oil Heater, Energy Conversion and Management, 98 (2015) 303-313.
26. Kristiansen, N., Snyder, G., Nielsen, H., ve Rosendahl, L., Waste Heat Recovery from a Marine Waste Incinerator using a Thermoelectric Generator, Journal of Electronic Materials, 41 (2012) 1024-1029.
27. Loupis, M., Papanikolaou, N., ve Prousalidis, J., Fuel Consumption Reduction in Marine Power Systems Through Thermoelectric Energy Recovery, 2nd International MARINELIVE Conference on All Electric Ship, 2013, 1-7.

28. Schmid, H., Less Emissions Through Waste Heat Recovery, Green Ship Technology Conference, London, 2004.
29. Larsen, U., Sigthorsson, O., ve Haglind, F., A Comparison of Advanced Heat Recovery Power Cycles in a Combined Cycle for Large Ships, Energy, 74 (2014) 260-268.
30. Bombarda, P., Invernizzi, C.M., ve Pietra, C., Heat Recovery from Diesel Engines: A Thermodynamic Comparison Between Kalina and ORC Cycles, Applied Thermal Engineering, 30 (2010) 212-219.
31. Altosole, M., Laviola, M., Trucco, A., ve Sabattini, A., Waste Heat Recovery Systems from Marine Diesel Engines: Comparison Between New Design and Retrofitting Solutions, Maritime Technology and Engineering, (2014) 735-742.
32. Ichiki, Y., Shiraishi, K., Kanaboshi, T., Ono, Y., ve Ohta, Y., Development of Super Waste-Heat Recovery System for Marine Diesel Engines, Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, 48 (2011) 17-21.
33. Imran, M., Haglind, F., Asim, M., ve Alvi, J.Z., Recent Research Trends in Organic Rankine Cycle Technology: A Bibliometric Approach, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 81 (2018) 552-562.
34. Bao, J. ve Zhao, L., A Review of Working Fluid and Expander Selections for Organic Rankine Cycle, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 24 (2013) 325-342.
35. Qiu, G., Selection of Working Fluids for Micro-CHP Systems with ORC, Renewable Energy, 48 (2012) 565-570.
36. Aboelwafa, O., Fateen, S.-E.K., Soliman, A., ve Ismail, I.M., A Review on Solar Rankine Cycles: Working Fluids, Applications, and Cycle Modifications, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 82 (2018) 868-885.
37. Chen, H., Goswami, D.Y., ve Stefanakos, E.K., A Review of Thermodynamic Cycles and Working Fluids for the Conversion of Low-Grade Heat, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14 (2010) 3059-3067.
38. Bolaji, B. ve Huan, Z., Ozone Depletion and Global Warming: Case for the use of Natural Refrigerant–A Review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 18 (2013) 49-54.
39. <https://iklim.csb.gov.tr/montreal-protokolu-i-4364>. 27.12.2020
40. <https://iklim.csb.gov.tr/kyoto-protokolu-i-4363>. 28.12.2020
41. Giuffrida, A., A Theoretical Study on the Performance of a Scroll Expander in an Organic Rankine Cycle with Hydrofluoroolefins (HFOs) in Place of R245fa, Energy, 161 (2018) 1172-1180.

42. <https://tools.niehs.nih.gov>. 28.12.2020
43. <https://www.paint.org/programs-publications/programs/hmis/>. 28.12.2020
44. Pierobon, L., Rokni, M., Larsen, U., ve Haglind, F., Thermodynamic Analysis of an Integrated Gasification Solid Oxide Fuel Cell Plant Combined with an Organic Rankine Cycle, Renewable Energy, 60 (2013) 226-234.
45. Da Silva, I.N., Spatti, D.H., Flauzino, R.A., Liboni, L.H.B., ve dos Reis Alves, S.F., Artificial Neural Networks, Cham: Springer International Publishing, 2017.
46. Haykin, S., Neural Networks: A Comprehensive Foundation, Prentice Hall PTR, 1994.
47. Beale, H.D., Demuth, H.B., ve Hagan, M., Neural Network Design, Pws, Boston, 1996.
48. Hagan, M.T. ve Menhaj, M.B., Training Feedforward Networks with the Marquardt Algorithm, IEEE transactions on Neural Networks, 5 (1994) 989-993.
49. Karakaşoğlu, N., Bulanık Çok Kriterli Karar Verme Yöntemleri ve Uygulama, Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi, Sosyal Bilimler Enstitüsü, Denizli, 2008.
50. Kahraman, C., Fuzzy Multi-Criteria Decision Making: Theory and Applications with Recent Developments, Springer Science & Business Media, 2008.
51. Kafalı, M., Gemi İnşa Sanayinde Bulanık Karar Verme Uygulamaları, Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 2014.
52. Satty, T.L., The Analytic Hierarchy Process, New York: McGraw-Hill, 1980.
53. Zadeh, L.A., Fuzzy Sets, Information and Control, 8 (1965) 338-353.
54. Altaş, İ.H., Bulanık Mantık: Bulanıklılık Kavramı, Enerji, Elektrik, Elektromekanik-3e, 62 (1999) 80-85.
55. Türk, A., Tersane Kuruluş Yeri Seçimi ve Yerleşiminin Genetik Algoritma Tabanlı Olarak Yapılması, Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 2019.
56. Elmas, Ç., Yapay Zeka Uygulamaları (Yapay Sinir Ağı, Bulanık Mantık, Sinirsel Bulanık Mantık, Genetik Algoritma), 2, Baskı, Seçkin Yayıncılık, Ankara, 2011.
57. Dağdeviren, M., Bulanık Analitik Hiyerarşi Prosesi ile Personel Seçimi ve Bir Uygulama, Journal of the Faculty of Engineering & Architecture of Gazi University, 22 (2007).
58. Zimmermann, H.J., Fuzzy Set Theory and its Applications, Springer Science & Business Media, 2011.

59. Van Laarhoven, P. ve Pedrycz, W., A Fuzzy Extension of Saaty's Priority Theory, Fuzzy Sets and Systems, 11 (1983) 229-241.
60. Buckley, J.J., Fuzzy Hierarchical Analysis, Fuzzy Sets and Systems, 17 (1985) 233-247.
61. Chang, D.Y., Applications of the Extent Analysis Method On Fuzzy AHP, European Journal of Operational Research, 95 (1996) 649-655.
62. Bulut, E., Duru, O., Keçeci, T., ve Yoshida, S., Use of Consistency Index, Expert Prioritization and Direct Numerical Inputs for Generic Fuzzy-AHP Modeling: A Process Model for Shipping Asset Management, Expert Systems with Applications, 39 (2012) 1911-1923.
63. Crawford, G. ve Williams, C., A Note on the Analysis of Subjective Judgment Matrices, Journal of Mathematical Psychology, 29 (1985) 387-405.
64. Aguarón, J. ve Moreno-Jiménez, J.M.a., The Geometric Consistency Index: Approximated Thresholds, European Journal of Operational Research, 147 (2003) 137- 145.
65. Özkış, A., Girdap Arama ve Yapay Alg Algoritmalarının Çok Amaçlı Optimizasyon Problemlerine Uyarlanması, Doktora Tezi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya, 2018.
66. Mirjalili, S., Mirjalili, S.M., ve Lewis, A., Grey Wolf Optimizer, Advances in Engineering Software, 69 (2014) 46-61.
67. Mirjalili, S., Moth-Flame Optimization Algorithm: A Novel Nature-Inspired Heuristic Paradigm, Knowledge-Based Systems, 89 (2015) 228-249.
68. Glover, F., Tabu search—part I, ORSA Journal on Computing, 1 (1989) 190-206.
69. Kirkpatrick, S., Gelatt, C.D., ve Vecchi, M.P., Optimization by Simulated Annealing, Science, 220 (1983) 671-680.
70. Davis, L., Bit-climbing, Representational Bias, and Test Suit Design, in: Proc. Intl. Conf. Genetic Algorithm, 1991, 18-23.
71. Holland, J.H., Genetic Algorithms, Scientific American, 267 (1992) 66-73.
72. Montiel, O., Castillo, O., Melin, P., Díaz, A.R., ve Sepúlveda, R., Human Evolutionary Model: A New Approach to Optimization, Information Sciences, 177 (2007) 2075-2098.
73. Farasat, A., Menhaj, M.B., Mansouri, T., ve Moghadam, M.R.S., ARO: A new Model-Free Optimization Algorithm Inspired from Asexual Reproduction, Applied Soft Computing, 10 (2010) 1284-1292.

74. Simon, D., Biogeography-based Optimization, IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 12 (2008) 702-713.
75. Rashedi, E., Nezamabadi-Pour, H., ve Saryazdi, S., GSA: A Gravitational Search Algorithm, Information Sciences, 179 (2009) 2232-2248.
76. Lam, A.Y. ve Li, V.O., Chemical-Reaction-Inspired Metaheuristic for Optimization, IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 14 (2009) 381-399.
77. Hatamlou, A., Black Hole: A New Heuristic Optimization Approach for Data Clustering, Information Sciences, 222 (2013) 175-184.
78. Kennedy, J. ve Eberhart, R., Particle Swarm Optimization, Proceedings of ICNN'95-International Conference on Neural Networks, IEEE, 1995, 1942-1948.
79. Karaboga, D. ve Basturk, B., A Powerful and Efficient Algorithm for Numerical Function Optimization: Artificial Bee Colony (ABC) Algorithm, Journal of Global Optimization, 39 (2007) 459-471.
80. Yang, X.S., A New Metaheuristic Bat-Inspired Algorithm, Nature Inspired Cooperative Strategies for Optimization (NICSO 2010), Springer, 2010, 65-74.
81. Rajabioun, R., Cuckoo Optimization Algorithm, Applied Soft Computing, 11 (2011) 5508-5518.
82. Geem, Z.W., Kim, J.H., ve Loganathan, G.V., A New Heuristic Optimization Algorithm: Harmony Search, Simulation, 76 (2001) 60-68.
83. Sadollah, A., Bahreininejad, A., Eskandar, H., ve Hamdi, M., Mine Blast Algorithm: A New Population Based Algorithm for Solving Constrained Engineering Optimization Problems, Applied Soft Computing, 13 (2013) 2592-2612.
84. Cheng, M.-Y. ve Prayogo, D., Symbiotic Organisms Search: A New Metaheuristic Optimization Algorithm, Computers & Structures, 139 (2014) 98-112.
85. Moosavian, N. ve Roodsari, B.K., Soccer League Competition Algorithm: A Novel Meta-Heuristic Algorithm for Optimal Design of Water Distribution Networks, Swarm and Evolutionary Computation, 17 (2014) 14-24.
86. Deb, K., Multi-Objective Optimization Using Evolutionary Algorithms, John Wiley & Sons, 2001.
87. Eröz, E. Çok Amaçlı Optimizasyon Algoritması: MOGOLDSA, Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, 2020.
88. Mirjalili, S. ve Dong, J.S., Multi-Objective Optimization using Artificial Intelligence Techniques, Springer, 2020.

89. Mirjalili, S., Saremi, S., Mirjalili, S.M., ve Coelho, L.d.S., Multi-Objective Grey Wolf Optimizer: A Novel Algorithm for Multi-Criterion Optimization, Expert Systems with Applications, 47 (2016) 106-119.
90. Zitzler, E., Evolutionary Algorithms for Multiobjective Optimization: Methods and Applications, Citeseer, 1999.
91. Zitzler, E. ve Thiele, L., Multiobjective Evolutionary Algorithms: A Comparative Case Study and the Strength Pareto Approach, IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 3 (1999) 257-271.
92. Srinivas, N. ve Deb, K., Multiobjective Optimization using Nondominated Sorting in Genetic Algorithms, Evolutionary Computation, 2 (1994) 221-248.
93. Deb, K., Pratap, A., Agarwal, S., ve Meyarivan, T., A Fast and Elitist Multiobjective Genetic Algorithm: NSGA-II, IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 6 (2002) 182-197.
94. Coello, C.A.C., Pulido, G.T., ve Lechuga, M.S., Handling Multiple Objectives with Particle Swarm Optimization, IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 8 (2004) 256-279.
95. Knowles, J.D. ve Corne, D.W., Approximating the Nondominated Front using the Pareto Archived Evolution Strategy, Evolutionary Computation, 8 (2000) 149-172.
96. Wolpert, D.H. ve Macready, W.G., No Free Lunch Theorems for Optimization, IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 1 (1997) 67-82.
97. Muro, C., Escobedo, R., Spector, L., ve Coppinger, R., Wolf-Pack (Canis Lupus) Hunting Strategies Emerge from Simple Rules in Computational Simulations, Behavioural Processes, 88 (2011) 192-197.
98. Piko, G., Regression Analysis of Ship Characteristics, Australian Government Publishing Service, 1980.
99. Żelazny, K., A Method for Determination of Service Speed Useful in the Preliminary Design of Cargo Vessels Under Statistical Weather Conditions Occurring on Shipping Route, Szczecin: Publishing House of West Pomeranian University of Technology in Szczecin, 2015.
100. Cepowski, T., Regression Formulas for the Estimation of Engine Total Power for Tankers, Container Ships and Bulk Carriers on the Basis of Cargo Capacity and Design Speed, Polish Maritime Research, (2019).
101. Ekinci, S., Çelebi, U.B., Bal, M., Amasyali, M.F., ve Boyaci, U.K., Predictions of Oil/Chemical Tanker Main Design Parameters using Computational Intelligence Techniques, Applied Soft Computing, 11 (2011) 2356-2366.

102. Bulut, E., Duru, O., ve Koçak, G., Rotational Priority Investigation in Fuzzy Analytic Hierarchy Process Design: An Empirical Study on the Marine Engine Selection Problem, Applied Mathematical Modelling, 39 (2015) 913-923.
103. Herişçakar, E., Gemi Ana Makine Seçiminde Çok Kriterli Karar Verme Yöntemleri AHP ve Smart Uygulaması, Gemi İnşaatı ve Deniz Teknolojisi Teknik Kongresi, 99 1999, 240-256.
104. Sümeýra, U. ve Kazan, H., Çok Kriterli Karar Verme Yöntemlerinden AHP TOPSIS ve PROMETHEE Karşılaştırılması: Gemi İnşada Ana Makine Seçimi Uygulaması, Journal of Transportation And Logistics, 1 (2016) 99-113.
105. Yang, M.-H. ve Yeh, R.-H., Thermo-Economic Optimization of an Organic Rankine Cycle System for Large Marine Diesel Engine Waste Heat Recovery, Energy, 82 (2015) 256-268.
106. Yang, M.-H. ve Yeh, R.-H., Analyzing the Optimization of an Organic Rankine Cycle System for Recovering Waste Heat From a Large Marine Engine Containing a Cooling Water System, Energy Conversion and Management, 88 (2014) 999-1010.
107. Soffiato, M., Frangopoulos, C.A., Manente, G., Rech, S., ve Lazzaretto, A., Design Optimization of ORC Systems for Waste Heat Recovery on Board a LNG Carrier, Energy Conversion and Management, 92 (2015) 523-534.
108. Akman, M. ve Ergin, S., An Investigation of Marine Waste Heat Recovery System Based on Organic Rankine Cycle Under Various Engine Operating Conditions, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment, 233 (2019) 586-601.
109. Koroglu, T. ve Sogut, O.S., Advanced Exergy Analysis of an Organic Rankine Cycle Waste Heat Recovery System of a Marine Power Plant, Journal of Thermal Engineering, 3 (2017) 1136-1148.
110. Ahlgren, F., Mondejar, M.E., Genrup, M., ve Thern, M., Waste Heat Recovery in a Cruise Vessel in the Baltic Sea by using an Organic Rankine Cycle: A Case Study, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 138 (2016) 011702.
111. Lümmen, N., Nygård, E., Koch, P.E., ve Nerheim, L.M., Comparison of Organic Rankine Cycle Concepts for Recovering Waste Heat in a Hybrid Powertrain on a Fast Passenger Ferry, Energy Conversion and Management, 163 (2018) 371-383.
112. Larsen, U., Pierobon, L., Haglind, F., ve Gabriellii, C., Design and Optimisation of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery in Marine Applications using the Principles of Natural Selection, Energy, 55 (2013) 803-812.
113. Baldi, F., Larsen, U., ve Gabriellii, C., Comparison of Different Procedures for the Optimisation of a Combined Diesel Engine and Organic Rankine Cycle System Based on Ship Operational Profile, Ocean Engineering, 110 (2015) 85-93.

114. De la Fuente, S.S., Larsen, U., Pierobon, L., Kærn, M.R., Haglind, F., ve Greig, A., Selection of Cooling Fluid for an Organic Rankine Cycle Unit Recovering Heat on a Container Ship Sailing in the Arctic Region, Energy, 141 (2017) 975-990.
115. Lion, S., Taccani, R., Vlaskos, I., Scrocco, P., Vouvakos, X., ve Kaiktsis, L., Thermodynamic Analysis of Waste Heat Recovery using Organic Rankine Cycle (ORC) for a Two-Stroke Low Speed Marine Diesel Engine in IMO Tier II and Tier III Operation, Energy, (2019).
116. Kalikatzarakis, M. ve Frangopoulos, C.A., Thermo-Economic Optimization of Synthesis, Design and Operation of a Marine Organic Rankine Cycle System, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment, 231 (2017) 137-152.
117. Akman, M. ve Ergin, S., Thermo-Environmental Analysis and Performance Optimisation of Transcritical Organic Rankine Cycle System for Waste Heat Recovery of a Marine Diesel Engine, Ships and Offshore Structures, (2020) 1-10.
118. Zhu, Y., Li, W., Sun, G., ve Li, H., Thermo-Economic Analysis Based on Objective Functions of an Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery from Marine Diesel Engine, Energy, (2018).
119. Baldasso, E., Andreasen, J.G., Mondejar, M.E., Larsen, U., ve Haglind, F., Technical and Economic Feasibility of Organic Rankine Cycle-Based Waste Heat Recovery Systems on Feeder Ships: Impact of Nitrogen Oxides Emission Abatement Technologies, Energy Conversion and Management, 183 (2019) 577-589.
120. Han, F., Wang, Z., Ji, Y., Li, W., ve Sundén, B., Energy Analysis and Multi-Objective Optimization of Waste Heat and Cold Energy Recovery Process in LNG-Fueled Vessels Based on a Triple Organic Rankine Cycle, Energy Conversion and Management, 195 (2019) 561-572.
121. Harvald, S.A., Resistance and Propulsion of Ships, 1992.
122. Baykal, R. ve Dikili, A.C., Gemilerin Direnci ve Makine Gücü, İstanbul Teknik Üniversitesi Yayınları, İstanbul Teknik Üniversitesi Yayınları, 2002.
123. MAN Diesel, Propulsion Trends in Tankers, Copenhagen, Denmark, MAN Diesel, Augsburg, Germany, 2013.
124. <https://marine-offshore.bureauveritas.com/bv-fleet/#/bv-fleet/>. 15.09.2020
125. <https://www.classnk.or.jp/register/regships/regships.aspx> (2020). 17.09.2020
126. MAN Diesel, Propulsion Trends in Container Vessels, MAN Diesel A/S, Copenhagen, 2019.
127. MAN Diesel, Propulsion Trends in Tankers, Man Diesel SE Technical Papers, 2013.

128. MAN Diesel, Propulsion Trends in Bulk Carriers, Copenhagen: MAN B&W Diesel, 2019.
129. Watson, D.G., Practical Ship Design, Elsevier, 1998.
130. Kreith, F., Manglik, R.M., ve Bohn, M.S., Principles of Heat Transfer, Cengage learning, 2012.
131. Kakac, S., Liu, H., ve Pramuanjaroenkij, A., Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, CRC press, 2002.
132. Sinnott, R., Coulson, J., ve Richardson, J., Chemical Engineering Design, vol. 6, Printed at Butterworth Heinemann, An Imprint of Elsevier, Linacre house, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP, 30, 2005.
133. Gnielinski, V., New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, Int. Chem. Eng., 16 (1976) 359-368.
134. Petukhov, B., Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow With Variable Physical Properties, in: Advances in heat transfer, Elsevier, 1970, 503-564.
135. Bergman, T.L., Incropera, F.P., Lavine, A.S., ve DeWitt, D.P., Introduction to Heat Transfer, John Wiley & Sons, 2011.
136. Gungor, K.E. ve Winterton, R., A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli, International Journal of Heat and Mass Transfer, 29 (1986) 351-358.
137. Cooper, M., Saturation Nucleate Pool Boiling-A Simple Correlation, IChemE Symp. Ser., 1984, 786.
138. Genceli, O.F., Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, 2005.
139. Serth, R.W. ve Lestina, T., Process Heat Transfer: Principles, Applications and Rules Of Thumb, Academic press, 2014.
140. Chisholm, D., Pressure Gradients Due to Friction During the Flow of Evaporating Two-Phase Mixtures in Smooth Tubes and Channels, International Journal of Heat and Mass Transfer, 16 (1973) 347-358.
141. Turton, R., Bailie, R.C., Whiting, W.B., ve Shaeiwitz, J.A., Analysis, Synthesis and Design of Chemical Processes, Pearson Education, 2008.
142. Feng, Y., Zhang, Y., Li, B., Yang, J., ve Shi, Y., Comparison Between Regenerative Organic Rankine Cycle (RORC) and Basic Organic Rankine Cycle (BORC) Based on Thermo-economic Multi-Objective Optimization Considering Exergy Efficiency and Levelized Energy Cost (LEC), Energy Conversion and Management, 96 (2015) 58-71.

143. Xia, X.X., Wang, Z.Q., Hu, Y.H., ve Zhou, N.J., A Novel Comprehensive Evaluation Methodology of Organic Rankine Cycle for Parameters Design and Working Fluid Selection, Applied Thermal Engineering, 143 (2018) 283-292.
144. Yang, M.H., Payback Period Investigation of the Organic Rankine Cycle with Mixed Working Fluids to Recover Waste Heat from the Exhaust Gas of a Large Marine Diesel Engine, Energy Conversion and Management, 162 (2018) 189-202.
145. Feng, Y., Hung, T., Zhang, Y., Li, B., Yang, J., ve Shi, Y., Performance Comparison of Low-Grade ORCs (Organic Rankine Cycles) using R245fa, Pentane and Their Mixtures Based on the Thermo-economic Multi-Objective Optimization and Decision Makings, Energy, 93 (2015) 2018-2029.
146. Yang, M.H., Optimizations of the Waste Heat Recovery System for a Large Marine Diesel Engine Based on Transcritical Rankine Cycle, Energy, 113 (2016) 1109-1124.
147. Wang, J., Yan, Z., Wang, M., Li, M., ve Dai, Y., Multi-Objective Optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) for Low Grade Waste Heat Recovery using Evolutionary Algorithm, Energy Conversion and Management, 71 (2013) 146-158.
148. Wang, Z., Zhou, N., Guo, J., ve Wang, X., Fluid Selection and Parametric Optimization of Organic Rankine Cycle using Low Temperature Waste Heat, Energy, 40 (2012) 107-115.
149. Wang, X.Q., Li, X.P., Li, Y.R., ve Wu, C.M., Payback Period Estimation and Parameter Optimization of Subcritical Organic Rankine Cycle System for Waste Heat Recovery, Energy, 88 (2015) 734-745.
150. Lee, S.H., Lim, D.H., ve Park, K., Optimization and Economic Analysis for Small-Scale Movable LNG Liquefaction Process with Leakage Considerations, Applied Sciences, 10 (2020) 5391.
151. Tian, Z., Zeng, W., Gu, B., Zhang, Y., ve Yuan, X., Energy, Exergy, and Economic (3E) Analysis of an Organic Rankine Cycle using Zeotropic Mixtures Based on Marine Engine Waste Heat and LNG Cold Energy, Energy Conversion and Management, 228 (2021) 113657.
152. Tian, Z., Yue, Y., Zhang, Y., Gu, B., ve Gao, W., Multi-Objective Thermo-Economic Optimization of a Combined Organic Rankine Cycle (ORC) System Based on Waste Heat of Dual Fuel Marine Engine and LNG Cold Energy Recovery, Energies, 13 (2020) 1397.
153. Tsatsaronis, G. ve Pisa, J., Exergoeconomic Evaluation and Optimization of Energy Systems-Application to the CGAM Problem, Energy, 19 (1994) 287-321.
154. Baldi, F. ve Gabriellini, C., A Feasibility Analysis of Waste Heat Recovery Systems for Marine Applications, Energy, 80 (2015) 654-665.

155. Quoilin, S., Aumann, R., Grill, A., Schuster, A., Lemort, V., ve Spliethoff, H., Dynamic Modeling and Optimal Control Strategy of Waste Heat Recovery Organic Rankine Cycles, Applied Energy, 88 (2011) 2183-2190.
156. Schobeiri, M., Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance, Springer, 2012.
157. Stodola, A., Dampf-und Gasturbinen. Mit einem Anhang über die Aussichten der Wärmekraftmaschinen: Nachtrag zur 5, Springer-Verlag, 2013.
158. Pierobon, L., Benato, A., Scolari, E., Haglind, F., ve Stoppato, A., Waste Heat Recovery Technologies for Offshore Platforms, Applied Energy, 136 (2014) 228-241.
159. Veres, J.P., Centrifugal and Axial Pump Design and Off-Design Performance Prediction, 1995.
160. Haglind, F. ve Elmegaard, B., Methodologies for Predicting the Part-Load Performance of Aero-Derivative Gas Turbines, Energy, 34 (2009) 1484-1492.
161. De la Fuente, S.S., Reducing Shipping Carbon Emissions under Real Operative Conditions: A Study of Alternative Marine Waste Heat Recovery Systems based on the Organic Rankine Cycle, UCL, 2016.
162. Bell, I.H., Wronski, J., Quoilin, S., ve Lemort, V., Pure and Pseudo-Pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library Coolprop, Industrial & Engineering Chemistry Research, 53 (2014) 2498-2508.
163. Wang, X., Levy, E.K., Pan, C., Romero, C.E., Banerjee, A., Rubio-Maya, C., ve Pan, L., Working Fluid Selection for Organic Rankine Cycle Power Generation using Hot Produced Supercritical CO₂ from a Geothermal Reservoir, Applied Thermal Engineering, 149 (2019) 1287-1304.

ÖZGEÇMİŞ

Karadeniz Teknik Üniversitesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü'ne girdi. Deniz Ulaştırma İşletme Mühendisliği Bölümü'nde Makine Yan Dal programına başladı. 2013 yılında lisans eğitimini ve yan dal programını tamamlayarak aynı yıl Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı. ÖYP kapsamında İskenderun Teknik Üniversitesi'ne araştırma görevlisi olarak atandı. Lisansüstü eğitimi için Karadeniz Teknik Üniversitesi'nde görevlendirildi ve yüksek lisansını Mayıs 2016'da tamamladı. Aynı yıl Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda doktora eğitimine başladı. 2016 yılında TÜBİTAK tarafından "2211-Yurtiçi Doktora Burs Programı" ile desteklenmeye hak kazandı. 2019 yılında Erasmus+ staj programı kapsamında İtalya'nın Floransa şehrinde 3 aylık staj programına katıldı. Samet Gürgen İngilizce bilmektedir.